VISIT…

LANZAROTE
Caliente.COM

Н. М. Зингер

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ И ТЕПЛОВЫЕ РЕЖИМЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ СИСТЕМ

Издание второе, переработанное



МОСКВА ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ 1986

ББК 31.38
З-63
УДК 697.34

Рецензент Б. Н. Громов

Зингер Н. М.

З-63 Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем. — 2-е изд., перераб. — М.: Энергоатомиздат, 1986. — 320 с.: ил.

Приведены методы расчета гидравлических и тепловых режимов систем теплоснабжения, а также результаты их расчетных и экспериментальных исследований. Рассмотрены как закрытые, так и открытые системы теплоснабжения. Большое внимание уделено режимам работы абонентских теплопотребляющих установок.

Книга снабжена многочисленными примерами, иллюстрирующими рассмотренные методы расчета. Второе издание переработано с учетом существенных качественных изменений, происшедших с момента выхода первого издания (1976 г.).

Для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, наладкой и эксплуатацией систем теплоснабжения.

З $\frac{2303040000-360}{051(01)-86}$ 221-86 **ББК 31.38**

© Энергия, 1976
© Энергоатомиздат, 1986, с изменениями

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

В книге излагаются результаты теоретических и экспериментальных исследований и методы расчета стационарных гидравлических и тепловых режимов городских водяных систем теплоснабжения.

Во втором издании нашли отражение тенденции развития современных систем теплоснабжения, проявившиеся за последнее десятилетие. Большее внимание в книге уделено вопросам повышения надежности теплоснабжения и в частности схемам резервирования тепловых сетей. Рассматриваются получающие все большее распространение системы передачи теплоносителя на большие расстояния с загородными основными и городскими пиковыми источниками при закрытых и открытых городских системах теплоснабжения. Гидравлические и тепловые режимы систем теплоснабжения существенно зависят от схем присоединения к тепловым сетям абонентских теплопотребляющих установок и от системы авторегулирования тепловых нагрузок. Поэтому в книге детально анализируются и сопоставляются различные схемы присоединения абонентских установок в закрытой и открытой системах теплоснабжения, в том числе схемы, предложенные в последнее время. Отдельная глава посвящена актуальным вопросам автоматизации абонентских установок. В последнее время в системах теплоснабжения начинают применяться новые типы теплообменных аппаратов — пластинчатые теплообменники. В книге приведены результаты их исследований и методы расчета.

Наряду с результатами расчетных исследований идеализированных сетей в книге приводятся данные о фактических эксплуатационных режимах реальных систем теплоснабжения.

Во второе издание не включен материал по методам моделирования гидравлических режимов тепловых сетей на гидро- и электроаналоговых установках, не получивших развития в настоящее время. В связи с выходом в свет специальных публикаций, посвященных алгоритмам и программам гидравлических расчетов тепловых сетей на ЭВМ, глава, содержащая методы математического моделирования гидравлических режимов тепловых сетей, значительно сокращена.

В книге учтены изменения и дополнения, введенные в нормативные документы по проектированию тепловых сетей и систем горячего водоснабжения. Книга снабжена примерами, иллюстрирующими предлагаемые методы расчета.

Материал базируется на работах, проведенных под руководством автора в лаборатории теплофикации ВТИ им. Ф. Э. Дзержинского. а также в системах теплоснабжения Москвы, Ленинграда, Харькова. Большое участие в этих работах принимали сотрудники лаборатории теплофикации К.С. Андреева, А. И. Любарская, Н. П. Белова, Л. С. Бармина, С. А. Байбаков, Ю. В. Егорова, Н. Н. Королева.

Автор выражает глубокую благодарность проф. Е. Я. Соколову за ценные советы при проведении изложенных в книге работ и просмотре рукописи, а также рецензенту канд. техн. наук Б. Н. Громову и редактору канд. техн. наук А. В. Извекову.

Автор

Глава первая

СОВРЕМЕННЫЕ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

1.1. УРОВЕНЬ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ЦЕНТРАЛИЗОВАННОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ В СССР

Развитие народного хозяйства СССР определяет непрерывный рост потребления теплоты для нужд промышленности, сельского хозяйства и жилищно-коммунального сектора. Основные положения Энергетической программы СССР на длительную перспективу [38а] в области развития теплоснабжения предусматривают:

расширение централизованного теплоснабжения на основе дальнейшего развития теплофикации и всемерной концентрации производства теплоты с целью прекращения роста, а в дальнейшем — сокращения числа мелких котельных, замены их более эффективными автоматизированными теплоустановками повышенной мощности;

максимально возможное использование ядерного горючего для централизованного теплоснабжения;

освоение для нужд теплоснабжения нетрадиционных возобновляемых источников энергии, вовлечение в оборот вторичных энергетических ресурсов.

В 1980 г. потребление теплоты в СССР составляло 13,7 млрд. ГДж (3,28 млрд. Гкал). Более 80% общего годового теплопотребления приходится на долю городов и поселков городского типа (ПГТ), около 20% — на долю сельского хозяйства. В городах и ПГТ теплопотребление промышленности составляет 70%, жилищно-коммунального хозяйства—30% .

В настоящее время в СССР применяются в основном:

теплофикация, т. е. централизованное теплоснабжение на базе комбинированной выработки теплоты и электроэнергии;

централизованное теплоснабжение от районных отопительных и промышленно отопительных котельных (с присоединенной нагрузкой более 50 МВт);

децентрализованное теплоснабжение от мелких квартальных и домовых котельных, индивидуальных отопительных печей и т. п.

Централизованные источники в 1980 г. покрывали 62 % годового теплопотребления городов и ПГТ, или около 50 % теплопотребления страны.

Из общего количества теплоты, отпущенной из централизованных источников, ТЭЦ отпустили 65 %, крупные котельные 28 %.

Базой для развития систем централизованного теплоснабжения являются концентрация тепловых нагрузок в большом числе населенных пунктов, массовое жилищное и промышленное строительство, увеличение числа жителей в крупных городах. Так, к началу 1981 г. количество городов с расчетной тепловой нагрузкой более 500 МВт достигло 300, а сосредоточенная в них нагрузка составила 70% общей тепловой нагрузки городов и ПГТ при средней нагрузке свыше 2000 МВт.

В основном будет осуществляться строительство только крупных ТЭЦ с тепловой мощностью выше 300 МВт, а также котельных различной тепловой мощности в районах с небольшими тепловыми нагрузками, где сооружение ТЭЦ экономически нецелесообразно, и в районах, где рост тепловых нагрузок опережает рост тепловых мощностей ТЭЦ.

1.2. ИСТОЧНИКИ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА ОРГАНИЧЕСКОМ И ЯДЕРНОМ ТОПЛИВЕ

Основным источником теплоты в системе теплоснабжения крупных городов в настоящее время и на перспективу являются ТЭЦ большой мощности на органическом топливе. Осуществляемое на ТЭЦ комбинированное производство теплоты и электроэнергии является основным путем экономии топливно-энергетических ресурсов в энергетике, улучшения экологической обстановки, повышения качества и надежности теплоснабжения, сокращения количества обслуживающего персонала.

Известно, что основным источником электроснабжения страны являются тепловые электростанции, вырабатывающие около 80 % всей электроэнергии.

1/3 установленной электрической мощности и выработки электроэнергии всех тепловых электростанций на протяжении многих лет приходится на долю теплоэлектроцентралей.

Подавляющее большинство ТЭЦ (80—82 % по установленной мощности) составляют ТЭЦ общего пользования (ТЭЦ Минэнерго СССР).

Данные о развитии теплофикации от станций общего пользования (табл. 1. 1) показывают масштабы ее развития, а также повышение экономичности конденсационных и теплофикационных электростанций, выражающееся в снижении удельных расходов топлива на отпущенный киловатт-час.

Экономия условного топлива путем комбинированного производства теплоты и электрической энергии составляет более 35 млн.т/год, или 11,5 % суммарного расхода топлива всеми тепловыми электростанциями общего пользования.

На современных ТЭЦ устанавливаются крупные теплофикационные турбоагрегаты высокого и сверхкритического давления с многоступенчатым подогревом сетевой воды. Основные характеристики крупных теплофикационных турбин, выпускаемых отечественными турбостроительными заводами, приведены в табл. 1.2.

Теплофикационные турбины рассчитаны на покрытие базовой части тепловой нагрузки, доля которой в суммарной тепловой нагрузке, называемая коэффициентом теплофикации $\alpha_{ТЭЦ}$, составляет примерно 0,5. Пиковая часть тепловой нагрузки, также равная 0,5, покрывается пиковыми водогрейными котлами, расположенными на площадке ТЭЦ или в районах теплопотребления. Основные характеристики пиковых водогрейных котлов приведены в табл. 2.4. При таком соотношении основных и пиковых тепловых мощностей обеспечивается годовое число часов использования тепловой мощности отборов, равное 4700, или 93% отопительного сезона для климатических условий Москвы, а тепловое потребление, покрываемое пиковыми водогрейными котлами в течение года, составляет всего 13—15 %. Последовательное соединение сетевых подогревателей турбин и пиковых котлов позволяет иметь низкие давления теплофикационных отборов, обеспечивающие нагрев сетевой воды до температуры, не превышающей 120—125 °С. Тем самым достигается увеличение удельной выработки электроэнергии на тепловом потреблении и соответствующей экономии топлива за счет комбинированного производства теплоты и электроэнергии. В последнее время весь прирост выработки электроэнергии на ТЭЦ обеспечивается за счет турбин с начальными параметрами пара 13 и 24 МПа (130 и 240 кгс/см^2).

Наряду с сооружением новых ТЭЦ широкое распространение получила реконструкция конденсационных турбоагрегатов в теплофикационные.

Существенное значение в качестве источников теплоты в системах централизованного теплоснабжения имеют районные котельные, на которых установлены такие же водогрейные котлы, как и на ТЭЦ.

Во многих случаях районные котельные, работавшие длительное время изолированно в основном режиме, после сооружения ТЭЦ и прокладки тепломагистралей в районы расположения котельных переходят в пиковый режим и работают совместно с ТЭЦ как пиковые котельные, расположенные в районах теплопотребления.

Практикуется также передача на ТЭЦ летней тепловой нагрузки изолированно работающих районных котельных. Для этого тепловые сети от обоих источников должны иметь гидравлические связи достаточной пропускной способности.

Как известно, основные запасы топливно-энергетических ресурсов расположены в восточных районах страны, а основные их потребители находятся в европейской части. Это требует транспортировки с востока на запад большого количества топлива и энер-

Таблица 1.1. **Развитие теплофикации от станций общего пользования**

Показатель	Годы					
	1960	1965	1970	1975	1980	1984
Установленная мощность тепловых электростанций, МВт	—	68 200	109 850	151 300	185 900	211 400
Установленная мощность теплофикационных турбин, МВт, отн. ед.	11 900 1,0	23 700 1,99	36 868 3,10	49 075 4,12	63 500 5,34	73 600 6,18
Доля мощности теплофикационных турбин в суммарной мощности тепловых электростанций, %	36,2	34,8	33,5	32,5	34,0	34,8
Выработка электроэнергии теплофикационными турбинами, млрд. кВт·ч, отн. ед.	65,8 1,0	135 2,05	195 2,96	256 3,89	320 4,86	376 5,7
Доля электрической выработки теплофикационных турбин в суммарной выработке тепловых электростанций, %	35,5	38,0	35,3	30,8	31,5	35,3
Выработка электроэнергии на тепловом потреблении, млрд. кВт·ч, отн. ед.	20,9 1,0	55,3 2,65	105,2 5,03	158,1 7,56	205,0 9,81	227 10,9
Доля комбинированной выработки электроэнергии на ТЭЦ, %, отн. ед.	31,5 1,0	41,0 1,30	54,0 1,71	61,7 1,96	64,1 2,03	60,4 1,9
Отпуск теплоты от ТЭЦ Минэнерго, млн. ГДж, млн. Гкал, отн. ед.	607 144,9 1,0	1288 307,5 2,12	2088 498,4 3,43	2646 631,5 4,36	2532 843,0 5,82	3940 940,7 6,5
В том числе отработавшей теплоты, млн. ГДж, млн. Гкал, отн. ед.	498,6 119 1,0	1081 258 2,17	1751 418 3,51	2292 547,1 4,60	2757 657,9 5,53	3053 728,6 6,12
Доля воды и пара в годовом отпуске теплоты, вода/пар	0,27 0,73	0,34 0,66	0,42 0,58	0,46 0,54	0,515 0,485	0,554 0,446
Удельная комбинированная выработка электроэнергии, отнесенная к суммарному отпуску теплоты от ТЭЦ, кВт·ч/ГДж, кВт·ч/Гкал, отн. ед.	36,6 145 1,0	42,7 179 1,23	50,4 211 1,46	59,7 250 1,72	58,2 244 1,68	54,5 228 1,57
То же отнесенная к отработавшей теплоте, кВт·ч/ГДж, кВт·ч/Гкал, отн. ед.	42,0 176 1,0	51,1 214 1,22	60,1 252 1,43	69,0 289 1,64	74,5 312 1,77	74,5 312 1,77
Протяженность магистральных тепловых сетей, км, отн. ед.	3450 1,0	7198 2,09	12 115 3,52	15 189 4,40	18 581 5,39	20 161 5,84
Средний удельный расход топлива (нетто) на ТЭС, г условного топлива/(кВт·ч), отн. ед.	459* 1,0	413 0,90	366,2 0,79	340,1 0,74	328,0 0,71	326,8 0,71
То же на ТЭЦ, г условного топлива/(кВт·ч), отн. ед.	462* 1,0	397 0,86	324 0,70	280,7 0,61	265,4 0,57	267,1 0,58
То же на КЭС, т условного топлива/(кВт·ч), отн. ед.	456 1,0	426 0,93	388 0,85	365 0,80	356,1 0,78	356,2 0,78
Разность удельных расходов топлива на КЭС и ТЭЦ, г условного топлива/(кВт·ч)	6*	29	64	85,7	90,7	89,1
Средний удельный расход топлива на отпущенную теплоту, кг условного топлива/ГДж, кг условного топлива/Гкал	— —	— —	— —	41,43 173,6	41,41 173,5	41,43 173,6

* Данные за 1961 г.

Таблица 1.2. **Основные показатели отечественных крупных теплофикационных турбин**

Тип турбины	Завод-изготовитель	Номинальная мощность, МВт	Давление свежего пара, МПа / кгс/см²	Температура свежего пара, °С	Номинальный расход свежего пара, т/ч	Давление в регулируемых отборах, МПа / кгс/см²: теплофикационном	Давление в регулируемых отборах, МПа / кгс/см²: производственном	Номинальная нагрузка теплофикационного отбора, МВт / Гкал/ч	Номинальная нагрузка производственного отбора, т/ч	Удельный расход пара на теплофикационном режиме, кг/(кВт·ч)	Удельный расход теплоты на конденсационном режиме, кДж/(кВт·ч) / ккал/(кВт·ч)	Число цилиндров	Число регенеративных подогревателей: высокого давления	Число регенеративных подогревателей: низкого давления	Тип основных подогревателей сетевой воды: I ступени	Тип основных подогревателей сетевой воды: II ступени	Поверхность нагрева каждой ступени, м²
Т100/120-130	ТМЗ	110	12,8 / 130	555	480	0,049—0,236 / 0,5—2,5	—	204 / 175	—	4,3	8974 / 2142	3	3	4	ПСГ-2300-2-8-I	ПСГ-2300-3-8-II	2300
Т175/210-130	ТМЗ	175	12,8 / 130	555	738	0,049—0,294 / 0,5—3,0	—	314 / 270	—	4,25	8799 / 2100	3	3	4	ПСГ-5000-3,5-8-II	ПСГ-5000-3,5-8-II	5000
Т180/215-130	ЛМЗ	180	12,8 / 130	540/540	630	0,049—0,236 / 0,5—2,0	—	302 / 260	—	3,65	8447 / 2016	3	3	4	ПСГ-5000-3,5-8-II	ПСГ-5000-3,5-8-II	5000
Т250/300-240	ТМЗ	250	23,6 / 240	540/540	955	0,049—0,197 / 0,5—2,0	—	407 / 350	—	3,60	8149 / 1945	4	3	5	ПСГ-500-2,5-8-I	ПСГ-5000-3,5-8-II	5000
ТК-450/500-60	ТМЗ	450	5,87 / 60	274/260	3160	0,049—0,294 / 0,5—3,0	—	523 / 450	—	6,91	11 229 / 2680	4	3	4	ПСГ-3450-3,5-8 (2 шт.)	ПСГ-3450-3,5-8 (2 шт.)	6900
ПТ-60/75-130/13	ЛМЗ	60	12,8 / 130	565	350	0,069—0,236 / 0,7—2,5	0,98—1,58 / 10—16	60 / 52	140	5,85	—	2	3	4	—	—	—
ПТ-135/165-130/15	ТМЗ	135	12,8 / 130	555	738	0,039—0,236 / 0,4—2,5	1,18—2,07 / 12—21	128 / 110	320	5,55	9444 / 2254	2	3	4	ПСГ-1300-3-8-I	ПСГ-1300-3-8-I	1300
Р-40-130/13	ТМЗ	40	12,8 / 130	565	456	—	2,86—3,25 / 29—33	—	—	—	—	1	—	—	—	—	—
Р-50-130/13	ЛМЗ	50	12,8 / 130	565	370	—	0,69—2,07 / 7—21	—	330	7,4	—	1	3	—	—	—	—
Р-100-130/15	ТМЗ	100	12,8 / 130	555	760	—	1,18—1,48 / 12—15	—	650	7,67	—	1	3	—	—	—	—

гии. Для улучшения топливно-энергетического баланса широким фронтом ведется строительство атомных электростанций в европейской части страны [52].

Расход топлива на производство теплоты в 1,5—2 раза превышает расход топлива на производство электроэнергии. Поэтому для коренного улучшения топливно-энергетического баланса необходимо использовать ядерную энергию не только для производства электроэнергии, но и для производства теплоты. Теплота сгорания 1 кг ядерного горючего с обогащением 3—3,5 % по урану-235 эквивалентна теплоте сгорания 80—100 т условного топлива. Поэтому при выработке одинаковых количеств энергии массовый расход ядерного горючего меньше, чем органического топлива, примерно на пять порядков. Использование ядерной энергии на атомных ТЭЦ (АТЭЦ) для комбинированной выработки электроэнергии и теплоты выгоднее, чем раздельная выработка электроэнергии на конденсационных АЭС, а теплоты — в районных котельных на органическом топливе.

Ядерная энергия уже применяется для теплоснабжения поселков при АЭС. Для этого используется пар из нерегулируемых отборов конденсационных турбин АЭС. Однако тепловая мощность этих отборов невелика.

Первая в нашей стране АТЭЦ была пущена в эксплуатацию в поселке Билибино в 1973 г.

В настоящее время ведется сооружение крупных источников теплоснабжения на ядерном топливе: Одесской и Минской атомных ТЭЦ, Горьковской и Воронежской атомных станций теплоснабжения (АСТ). АТЭЦ включает два блока, каждый из которых состоит из реактора ВВЭР-1000 и двух теплофикационно-конденсационных турбин ТК-450/500. Основные характеристики этих турбин приведены в табл. 1.2. Тепловая мощность АТЭЦ 2100 МВт (1800 Гкал/ч), а вместе с расположенными в городе пиковыми котельными на органическом топливе ($\alpha_{АТЭЦ} \approx 0,5$) 4200 МВт (3600 Гкал/ч). АСТ включает два реактора тепловой мощностью 500 МВт (430 Гкал/ч) каждый. Тепловая мощность реактора передается сетевой воде через промежуточный контур. АСТ также покрывает примерно половину тепловой нагрузки района ($\alpha_{АСТ} \approx 0,5$). Пиковая часть графика нагрузки покрывается городскими пиковыми котельными. В районах теплоснабжения от ядерных источников располагается не только пиковая мощность, но и резервная тепловая мощность на органическом топливе. Резервная мощность должна компенсировать недоотпуск теплоты от ядерного источника при остановке одного реактора.

1.3. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В настоящее время вывод теплоты от крупных ТЭЦ осуществляется по трем-четырем магистралям диаметром 1200—1400 мм, длиной 10—30 км.

В перспективных системах теплоснабжения дальность транспортировки теплоты от источника до потребителя измеряется также десятками километров. Это обусловлено следующими причинами.

1. Рост единичной мощности источников теплоснабжения делает крайне затруднительным выбор площадки для сооружения ТЭЦ в черте города.
2. Повышение требований к качеству планировки городов и чистоте их воздушного бассейна требует вывод крупных источников теплоснабжения за пределы городов.
3. Ядерные источники теплоснабжения должны быть удалены от городов на расстояние тем большее, чем больше мощность источника и население города.
4. Конденсационные электростанции, реконструируемые в ТЭЦ, находятся на значительном расстоянии от районов потребления.

Указанные условия повышают требования к надежности теплоснабжения, так как выход из строя какого-либо элемента такой системы, например участка тепломагистрали, может привести к прекращению подачи теплоты в район с расчетной тепловой нагрузкой примерно 1200 МВт (1000 Гкал/ч), в котором проживают около 700 тыс. жителей. Время локализации места аварии, восстановления и включения в работу такого участка магистрали составляет примерно 2 сут.

Основными путями повышения надежности крупных систем теплоснабжения являются [8]: размещение всей или части пиковой мощности в районах теплопотребления; создание определенной резервной тепловой мощности в источниках и районах теплопотребления; организация гидравлических связей между смежными тепломагистралями и соседними теплоисточниками; повышение надежности тепловых сетей путем их надземной прокладки там, где это возможно по архитектурно-планировочным условиям, в первую очередь на загородных территориях; создание надежной антикоррозионной защиты подземных теплопроводов, в первую очередь теплопроводов большого диаметра; присоединение потребителей к тепловым сетям через крупные узлы управления, распределения теплоты по видам нагрузки, учета расхода теплоносителя (групповые тепловые пункты, контрольно-распределительные пункты) тепловой мощностью около 30—50МВт (25—40 Гкал/ч); создание автоматизированных систем диспетчерского управления и управления технологическими процессами; совершенствование организацион-

ной структуры управления единой системой теплоснабжения, включая создание хорошо оснащенных аварийно-восстановительных служб.

Указанные мероприятия в большем или меньшем объеме предусматриваются в проектах новых систем теплоснабжения и реализуются в многочисленных действующих системах при их развитии и реконструкции.

К системам теплоснабжения, в которых теплоносителем является вода, присоединены в основном три вида тепловой нагрузки: отопление, вентиляция и горячее водоснабжение. Примерное соотношение между расчетными значениями этих нагрузок для современных городских жилых районов составляет: отопление — 60 %, вентиляция— 20%, горячее водоснабжение (средненедельное значение) — 20 %. Эти виды нагрузки имеют различные сезонные и суточные графики и требуют теплоту различного потенциала.

Нагрузка отопления имеет ровный суточный и резкопеременный сезонный график: при длительности отопительного сезона в средней полосе европейской части страны 5000 ч число часов использования максимума нагрузки составляет 2500.

Общепринятым является метод качественного регулирования отопительной нагрузки, при котором расход воды на отопление сохраняется неизменным, а температура ее изменяется в зависимости от температуры наружного воздуха. Расчетная температура сетевой воды в подающей линии при расчетной для отопления температуре наружного воздуха принимается, как правило, 150 °С. Температура воды после системы отопления при этом равна 70 °С. Удельный расход сетевой воды для указанного перепада температур 10,8 $м^3$/ч на 1 МВт расчетной нагрузки отопления (12,5 $м^3$/Гкал).

Системами принудительной вентиляции оборудованы лишь здания и отдельные помещения производственного и общественного назначения. Обычно расчетная наружная температура для вентиляции выше, чем для отопления. Поскольку при этом перепад температур в сети меньше, удельный расход сетевой воды на вентиляцию больше, чем на отопление. Вентиляционная нагрузка общественных и части производственных зданий определяется сменностью их работы и, как правило, не является круглосуточной.

Нагрузка горячего водоснабжения имеет ровный сезонный график и резко выраженную неравномерность в течение суток: от нуля в ночные часы до максимального значения в вечерние часы, в 2—4 раза превышающего среднесуточное значение. Температура воды в системах горячего водоснабжения должна поддерживаться постоянной на уровне 60 °С. Удельный расход воды на горячее водоснабжение в жилых домах, оборудованных всеми видами благоустройства, достаточно стабилен и составляет 110—130 л/сут на одного жителя.

По схеме присоединения нагрузки горячего водоснабжения системы теплоснабжения разделяются на закрытые с приготовлением горячей воды в местных водонагревателях, в которых холодная водопроводная вода нагревается до требуемой температуры за счет теплоты сетевой воды, и открытые, в которых осуществляется непосредственный отбор воды на горячее водоснабжение из тепловой сети.

В нашей стране широкое распространение получили как закрытые системы, например в Москве, Минске, Киеве, Харькове, Челябинске, Новосибирске, Владивостоке, так и открытые, например в Ленинграде, Ярославле, Свердловске, Ташкенте, Алма-Ате, Красноярске, Иркутске. Каждая из этих систем имеет свои достоинства и недостатки.

Основные достоинства закрытых систем: санитарная надежность [50]; стабильность гидравлического режима; ограниченная подпитка в теплоисточнике; быстрое обнаружение повреждений по увеличению величины подпитки. Недостатки: необходимость установки поверхностных теплообменников в абонентских установках горячего водоснабжения; необходимость во многих случаях защиты трубопроводов горячего водоснабжения от внутренней коррозии.

Основные достоинства открытых систем теплоснабжения: упрощенная схема абонентских вводов без водо-водяных теплообменников горячего водоснабжения; возможность дополнительной теплофикационной выработки электроэнергии при пропуске больших расходов подпиточной воды через конденсаторы турбин; возможность применения однотрубного транспорта теплоты.

Из недостатков в открытых системах надо отметить следующие. Непосредственная связь систем горячего водоснабжения и отопления может оказывать неблагоприятное влияние на качество воды в точках водоразбора при периодических и сезонных включениях и выключениях систем отопления, а также при присоединении новых систем при сдаче в эксплуатацию зданий. Система является надежной в санитарном отношении при качественном проектировании, сооружении и эксплуатации. На практике качество воды в ряде открытых систем горячего водоснабжения не отвечает требованиям ГОСТ 2874-73 «Вода питьевая» по цветности, прозрачности, содержанию железа, а иногда по запаху. Недостатками являются также необходимость сооружения на теплоисточнике крупных установок для деаэрации, химической очистки и хранения больших расходов воды; возможность использования воды из тепловой сети не по прямому назначению при недостатке воды в городском водопроводе и необходимость в связи с этим значительно-

го увеличения расхода подпиточной воды; возможность внутренней коррозии трубопроводов тепловых сетей и отложений накипи в водогрейных котлах при несоответствии между мощностью водоподготовки и потребностью в подпиточной воде; нестабильность гидравлических режимов; трудность обнаружения аварийной утечки воды из тепловой сети.

Как закрытые, так и открытые системы продолжают совершенствоваться с целью уменьшения влияния указанных выше недостатков на качество теплоснабжения.

1.4. СХЕМЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

В соответствии с нормативными документами [65] схемы тепловых сетей принимаются тупиковыми, а при расчетном расходе теплоты в магистрали 350 МВт (300 Гкал/ч) и более при отключении любого участка этой магистрали в схеме сетей должно предусматриваться резервирование подачи теплоты по перемычкам от других магистралей того же или смежного района или от других источников теплоты таким образом, чтобы обеспечить подачу потребителям не менее 70 % суммарного расчетного расхода теплоты (максимального на отопление и ветиляцию и среднечасового на горячее водоснабжение).

На практике поэтапное сооружение тепловых сетей, необходимость резервирования, рост тепловой нагрузки в теплофицированных районах приводят к усложнению схем тепловых сетей, которые становятся сложными многокольцевыми гидравлическими системами, как это видно, например, из представленной в гл. 5 схемы магистральных тепловых сетей района Москвы. Обычно магистрали рассчитываются на постоянную удельную потерю напора. При этом по мере уменьшения расхода воды вдоль магистрали сокращается ее диаметр. Поскольку потеря напора в трубопроводе пропорциональна квадрату расхода, возможности увеличения расхода воды по магистрали при резервировании ограничены.

1.5. АБОНЕНТСКИЕ ТЕПЛОПОТРЕБЛЯЮЩИЕ УСТАНОВКИ

Основными абонентскими теплопотребляющими установками водяных тепловых сетей являются установки отопления, вентиляции, горячего водоснабжения. От схем присоединения этих установок к тепловым сетям и установленных авторегуляторов во многом зависят качество теплоснабжения и такие важные параметры работы сетей, как удельный расход сетевой воды и ее температура в обратной линии. Поэтому схемы присоединения установок к тепловым сетям, их оборудование и системы авторегулирования постоянно совершенствуются, с тем чтобы обеспечить минимальный удельный расход сетевой воды и благодаря этому максимальную пропускную способность тепловой сети, а также минимальную температуру сетевой воды в обратной линии и благодаря этому максимальную удельную выработку электроэнергии на тепловом потреблении на ТЭЦ.

1.5.1. СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Системы отопления проектируются, как правило, на расчетный перепад температур 95—70 °С, а в последнее время и на 105—70 °С. Поскольку расчетный перепад температур в тепловой сети составляет обычно 150—70° С, при зависимом присоединении систем отопления к тепловой сети для снижения температуры воды перед системами отопления устанавливаются смесительные устройства. Простейшим их них является водоструйный насос (элеватор), обеспечивающий при правильном подборе его геометрических размеров требуемый коэффициент смещения. При расчетной температуре в системе отопления 95 и 105 °С эта величина составляет соответственно 2,2 и 1,5. Для этой цели применяются также бесшумные насосы, серийное производство которых в нашей стране недавно организовано производственным объединением Молдавгидромаш (г. Кишинев). При зависимом присоединении систем отопления давление в обратной линии тепловой сети определяет давление в местной системе отопления. Это накладывает жесткие ограничения на максимальное давление в обратной линии сети, определяемое прочностью чугунных радиаторов (0,6 МПа), и на минимальное давление, определяемое высотой присоединенных зданий, которое должно обеспечить избыточное давление во всех точках системы отопления.

В последнее время все большее распространение получает независимое присоединение систем отопления через водо-водяные теплообменники. Это обусловлено повышением требований к надежности теплоснабжения, а также все возрастающей долей строительства зданий повышенной этажности. Согласно нормативным документам [65] по независимой схеме допускается присоединять системы отопления и вентиляции зданий с числом этажей 12 и выше, а также при обосновании системы отопления и вентиляции других потребителей теплоты.

При независимом присоединении систем отопления их гидравлический режим не зависит от гидравлического режима внешней сети. В открытых системах теплоснабжения независимое присоединение систем отопления улучшает качество воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, поскольку при этом вода не проходит через отопительные радиаторы, являющиеся отстойниками загрязнений.

1.5.2. СИСТЕМЫ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Согласно нормативным документам [50] горячая вода, поступающая к потребителю, независимо от принятой системы должна удовлетворять требованиям ГОСТ 2874 73 «Вода питьевая». Ее температура в местах водоразбора должна быть не ниже 60 °С в установках централизованного горячего водоснабжения, присоединяемых к открытым системам, и не ниже 50° С при закрытой системе. При обеих системах ее максимальная температура не должна превышать 75 °С.

В закрытых системах подогреватели горячего водоснабжения присоединяются к тепловой сети в основном по параллельной, смешанной и последовательной схемам, которые применяются как при зависимом, так и при независимом присоединении системы отопления. Согласно [48, 65] применение той или иной схемы определяется отношением максимальной нагрузки горячего водоснабжения к расчетной нагрузке отопления, принятым в районе температурным графиком центрального регулирования отпуска теплоты, принятой в абонентских теплопотребляющих установках системой авторегулирования. Основным достоинством широко распространенной последовательной схемы является сокращение расчетного расхода сетевой воды на тепловую подстанцию для покрытия нагрузок отопления и горячего водоснабжения в пределе до значения расхода воды только на отопление. Это достигается использованием теплоты сетевой воды после системы отопления, аккумулирующей способности зданий для компенсации неравномерности суточного графика нагрузки горячего водоснабжения, а также применением графика центрального регулирования отпуска теплоты, рассчитанного на покрытие совместной нагрузки отопления и горячего водоснабжения (повышенный график температур).

При смешанной схеме также используется теплота сетевой воды после системы отопления. Расчетный расход сетевой воды при смешанной схеме примерно в 1,6—1,8 раза превышает расчетный расход воды на отопление. Для сокращения расхода воды в последнее время предложена смешанная схема с ограничением максимального расхода сетевой воды [11, 39]. Такая схеме по своим показателям приближается к последовательной схеме.

При параллельной схеме расчетный расход сетевой воды на тепловую подстанцию примерно в 2,5 раза превышает расход воды на отопление. Поэтому применение параллельной схемы ограничено очень малыми или очень большими относительными нагрузками горячего водоснабжения.

В открытых системах вода на горячее водоснабжение поступает из обратной и подающей линий сети после смешения, обеспечивающего заданную регулятором температуру. При отсутствии регуляторов температуры водоразбор осуществляется целиком из подающей или обратной линии в зависимости от температуры сетевой воды. В некоторых открытых системах, где отсутствуют терморегуляторы, водоразбор осуществляется после элеватора отопительной системы [73, 31].

1.5.3. ТЕПЛОВЫЕ ПОДСТАНЦИИ

Сетевая вода поступает в абонентские теплопотребляющие установки через местные (МТП) и групповые (ГТП) тепловые подстанции, называемые также тепловыми пунктами, соответственно индивидуальными (ИТП), обслуживающими одно здание, и центральными (ЦТП), обслуживающими группу зданий. В тепловых подстанциях закрытых систем располагаются теплообменники систем отопления и горячего водоснабжения, насосы рециркуляции, при необходимости подкачивающие и подмешивающие насосы, приборы авторегулирования и защиты, учета и контроля. Раньше были распространены в основном МТП, располагавшиеся в подвалах зданий. Начиная с 60-х годов обычно сооружаются ГТП различной тепловой мощности. В таких городах, как Москва и Киев, мощность ГТП составляет 3—10 МВт. В Харькове применяются крупные ГТП тепловой мощностью 20—30 МВт. Проведенные исследования и опыт эксплуатации показали целесообразность сооружения ГТП большой мощности [29].

В открытых системах обычно применяются МТП, однако в последнее время в крупных городах также начинают применяться крупные ГТП с независимым присоединением систем отопления [27, 4].

1.6. МЕТОДЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ

Системы отопления рассчитываются, как правило, на работу с неизменным расходом воды. Изменение тепловой производительности системы осуществляется изменением температуры воды. Аналогичный метод качественного регулирования принят и в системах централизованного теплоснабжения. Достоинствами его являются стабильность гидравлического режима тепловой сети и максимальная выработка электроэнергии на базе теплового потребления на ТЭЦ. При регулировании отпуска теплоты по отопительному температурному графику температура сетевой воды должна изменяться от 150 °С при расчетной наружной температуре до 49 °С при наружной температуре, соответствующей началу и окончанию отопительного сезона + 8 °С.

Присоединение к тепловой сети разнородной тепловой нагрузки, в первую очередь нагрузки горячего водоснабжения, требует изменения температурного графика качественного регулирования, а также установки на тепловых пунктах абонентов автоматических регуляторов.

Изменения температурного графика в основном сводятся к следующему. При любой системе теплоснабжения и схеме присоединения потребителей температура сетевой воды не может быть ниже уровня, обеспечивающего подачу в систему горячего водоснабжения воды заданной температуры. Это означает, что на значительной части отопительного сезона в основном при наружных температурах выше 0° С температура сетевой воды не снижается ниже 70—60° С. Эта температура превышает требуемую для систем отопления. При отсутствии дополнительного местного регулирования это приводит к перерасходу теплоты на отопление и нарушению комфортных условий в помещениях.

В закрытых системах теплоснабжения с параллельной и смешанной схемами присоединения подогревателей горячего водоснабжения и при отсутствии регулятора расхода перед системой отопления расход сетевой воды на горячее водоснабжение приводит к изменению располагаемых напоров в сети и соответственно расходов воды на системы отопления. Это должно компенсироваться соответствующим изменением температурного графика сети. Аналогичные условия имеют место в открытых системах теплоснабжения, где водоразбор из подающей линии уменьшает расход воды на системы отопления, а водоразбор из обратной линии его увеличивает.

В закрытых системах с последовательной схемой включения подогревателей увеличение расхода сетевой воды на верхнюю ступень приводит к снижению температуры воды, поступающей в системы отопления, что требует соответствующего повышения температурного графика. Это повышение увеличивается при повышенных наружных температурах, когда доля нагрузки горячего водоснабжения, покрываемая верхней ступенью, является максимальной.

При наличии комбинированной тепловой нагрузки центральное качественное регулирование должно дополняться количественным регулированием у потребителей. Задачами этого регулирования являются: стабилизация температуры воды в системе горячего водоснабжения при всех значениях нагрузок горячего водоснабжения в течение всего года; обеспечение заданных температур нагрева воздуха в системах вентиляции; обеспечение заданной температуры воздуха в отапливаемых помещениях.

Для регулирования применяются в основном регуляторы гидравлического и электронного типов.Первые две задачи не вызывают каких-либо затруднений. Последняя задача, т. е. регулирование отпуска теплоты на отопление, является весьма сложной, поскольку регулируемый параметр — температура отапливаемых помещений зависит от большого числа как внешних, так и внутренних факторов. Важнейшими из них являются:

температура наружного воздуха, скорость и направление ветра, рассеянная и направленная солнечная радиация, атмосферные осадки, т. е. факторы, имеющие вероятностный характер;

теплоаккумулирующая способность зданий, внутренние тепловыделения;

гидравлический и температурный режимы системы теплоснабжения;

схемы присоединения потребителей к тепловой сети;

возможность пофасадного регулирования системы отопления.

Поэтому вопрос о схемах и аппаратуре автоматического регулирования отпуска теплоты на отопление у потребителей вызывает многочисленные дискуссии, нашедшие отражения в технической литературе [59].

В настоящей главе даны общая характеристика и основные представления о современных системах теплоснабжения и направлениях их развития. В последующих главах сделан не только качественный, но и количественный анализ гидравлических и тепловых режимов теплофикационных систем и их основных элементов, а также предложены методы их расчета, иллюстрированные примерами.

Глава вторая

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБОРУДОВАНИЯ

2.1. ОБОРУДОВАНИЕ ТЭЦ И НАСОСНЫХ ПОДСТАНЦИЙ

Основным оборудованием теплофикационных установок ТЭЦ и насосных подстанций являются сетевые насосы, подогреватели сетевой воды, пиковые водогрейные котлы.

2.1.1. СЕТЕВЫЕ НАСОСЫ

Основные параметры центробежных сетевых насосов типа СЭ, регламентированные ГОСТ 22465-77, приведены в табл. 2.1. В системах теплоснабжения широко применяются также центробежные насосы двустороннего входа типа Д (ГОСТ 10272-77). Их основные параметры приведены в табл. 2.2.

Таблица 2.1. **Основные технические характеристики сетевых насосов** (ГОСТ 22465-77)

Тип насоса	Подача, м³/ч	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м ст. ж, не менее	Давление на входе в насос, МПа, кгс/см², не более	Частота вращения (синхронная), 1/мин	Температура перекачиваемой воды, °С	Мощность, кВт	КПД, %, не менее	Характеристика насоса $H_н = H_н^о - S_н V_н^2$	
									$H_н^о$, м	$S_н$, м·ч²/м⁶
СЭ-160-50	160	50	5,5	0,39 4	3000	120	29	73	—	—
СЭ-160-70	160	70	5,5	0,39 4	3000	120	37	79	—	—
СЭ-160-100	160	100	5,5	0,39 4	3000	120	59	71	—	—
СЭ-250-50	250	50	7,0	0,39 4	3000	120	41	80	—	—
СЭ-320-110	320	110	8,0	0,39 4	3000	120	114	80	—	—
СЭ-500-70-11	500	70	10,0	1,08 11	3000	180	103	82	92,6	$7{,}80 \cdot 10^{-5}$
СЭ-500-70-16	500	70	10,0	1,57 16	3000	180	103	82	—	—
СЭ-500-140	500	140	10,0	1,57 16	3000	180	210	81	—	—
СЭ-800-55-11	800	55	5,5	1,08 11	1500	180	132	81	61,3	$1{,}03 \cdot 10^{-5}$
СЭ-800-55-16	800	55	5,5	1,57 16	1500	180	132	81	—	—
СЭ-800-100-11	800	100	5,5	1,08 11	1500	180	243	80	133,9	$4{,}69 \cdot 10^{-5}$
СЭ-800-100-16	800	100	5,5	1,57 16	1500	180	243	80	—	—
СЭ-800-160	800	100	14,0	1,57 16	3000	180	378	82	—	—
СЭ-1250-45-11	1250	45	7,5	1,08 11	1500	180	166	82	—	—
СЭ-1250-45-25	1250	45	7,5	2,45 25	1500	180	166	82	—	—
СЭ-1250-70-11	1250	70	7,5	1,08 11	1500	180	260	82	90,9	$1{,}40 \cdot 10^{-5}$
СЭ-1250-70-16	1250	70	7,5	1,57 16	1500	180	260	82	—	—
СЭ-1250-100	1250	100	7,5	1,57 16	1500	180	370	82	—	—
СЭ-1250-140-11	1250	140	7,5	1,08 11	1500	180	518	82	169,8	$1{,}88 \cdot 10^{-5}$
СЭ-1250-140-16	1250	140	7,5	1,57 16	1500	180	518	82	—	—
СЭ-1600-50	1600	50	8,5	2,45 25	1500	180	234	83	—	—
СЭ-1600-80	1600	80	8,5	1,57 16	1500	180	388	80	—	—
СЭ-2000-100	2000	100	22,0	1,57 16	3000	180	572	85	—	—
СЭ-2000-140	2000	140	22,0	1,57 16	3000	180	810	84	—	—
СЭ-2500-60-11	2500	60	12,0	1,08 11	1500	180	422	86	81,0	$3{,}25 \cdot 10^{-6}$
СЭ-2500-60-25	2500	60	12,0	2,45 25	1500	180	422	86	—	—
СЭ-2500-180-16	2500	180	28,0	1,57 16	3000	180	1380	84	249,7	$1{,}09 \cdot 10^{-5}$
СЭ-2500-180-10	2500	180	28,0	0,98 10	3000	180	1380	84	—	—
СЭ-3200-70	3200	70	15,0	0,98 10	1500	120	672	86	—	—
СЭ-3200-100	3200	100	15,0	0,98 10	1500	120	898	86	—	—
СЭ-3200-160	3200	160	32,0	0,98 10	3000	120	1530	86	—	—
СЭ-5000-70-6	5000	70	15,0	0,59 6	1500	120	1035	87	104,9	$1{,}40 \cdot 10^{-6}$
СЭ-5000-70-10	5000	70	15,0	0,98 10	1500	120	1035	87	—	—
СЭ-5000-100	5000	100	15,0	1,57 16	1500	180	1340	87	—	—
СЭ-5000-160	5000	160	40,0	0,98 10	3000	120	2370	87	236,6	$2{,}90 \cdot 10^{-6}$

Примечание. Параметры характеристики приведены для насосов, выпускаемых промышленностью.

Таблица 2.2. **Основные технические характеристики насосов типа Д (ГОСТ 10272-77)**

Тип насоса*	Подача, м³/ч	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м: для номинального режима	Допустимый кавитационный запас, м: для перегрузочного режима	Частота вращения (синхронная), 1/мин	Мощность, кВт	КПД, %, не менее	Характеристика насоса $H_н=H_н^0-S_нV_н^2$: $H_н^0$, м	Характеристика насоса $H_н=H_н^0-S_нV_н^2$: $S_н$, м·ч²/м⁶
Д200-95(4НДв)	200	95	8,5	9,5	2950	80	70	116,7	$5{,}47\cdot10^{-4}$
Д250-30	230	130	8,0	10,0		145	72	—	—
Д320-70 (6НДс)	320	70	8,5	10,0		85	78	92,9	$2{,}55\cdot10^{-4}$
Д200-36 (5НДв)	200	36	3,0	6,0	1450	35	72	46,4	$1{,}98\cdot10^{-4}$
Д320-50 (6НДв)	320	50	4,5	8,0		60	76	61,1	$1{,}23\cdot10^{-4}$
Д500-65 (10Д-6)	500	65	4,0	8,0		130	76	—	—
Д630-90 (8НДв)	630	90	6,5	10,0		230	80	98,8	$2{,}47\cdot10^{-6}$
Д800-57 (12Д9)	800	57	5,0	8,0		170	82	—	—
Д1250-65 (12НДс)	1250	65	7,0	12,0		260	86	76,3	$8{,}33\cdot10^{-6}$
Д1250-125 (14Д-6)	1250	125	7,5	11,5		620	76	—	—
Д1600-90 (14НДс)	1600	90	8,0	13,0		500	87	—	—
Д500-36 (8НДв)	500	36	5,0	7,5	980	100	80	48,7	$3{,}81\cdot10^{-5}$
Д800-28 (12НДс)	800	28	4,5	7,0		100	86	37,5	$1{,}33\cdot10^{-5}$
Д1000-40 (14НДс)	1000	40	4,0	9,5		150	87	48,8	$6{,}82\cdot10^{-6}$
Д2000-21 (16НДн)	2000	21	5,5	12,0		150	80	—	—
Д2000-100 (20Д-6)	2000	100	6,5	7,0		760	75	—	—
Д2500-62 (18НДс)	2500	62	6,5	11,0		500	87	91,6	$4{,}86\cdot10^{-6}$
Д3200-33 (20НДн)	3200	33	7,0	9,0		400	88	87,1	$1{,}62\cdot10^{-5}$
Д3200-75 (20НДс)	3200	75	8,5	12,0		800	87	90,2	$1{,}56\cdot10^{-6}$
Д4000-95 (22НДс)	4000	95	8,0	12,0		1350	88	—	—
Д1250-14 (16НДн)	1250	14	3,5	5,0	730	100	80	18,1	$2{,}88\cdot10^{-6}$
Д2000-34 (18НДс)	2000	34	3,5	8,5		250	87	50,9	$5{,}56\cdot10^{-5}$
Д2500-17 (20НДн)	2500	17	5,5	7,4		200	88	24,9	$1{,}18\cdot10^{-6}$
Д2500-45 (20НДс)	2500	45	6,5	10,0		350	87	54,3	$1{,}44\cdot10^{-6}$
Д3200-55 (22НДс)	3200	55	5,5	9,0		600	88	—	—
Д5000-32 (24НДн)	5000	32	8,0	12,0		500	88	44,8	$4{,}26\cdot10^{-7}$
Д6300-27 (32Д-19)	6300	27	10,0	12,0		600	79	43,1	$4{,}17\cdot10^{-7}$
Д6300-80 (24НДс)	6300	80	8,0	14,0		1750	88	100,1	$4{,}17\cdot10^{-7}$
Д3200-20 (24НДн)	3200	20	4,0	6,0	585	220	83	28,5	$4{,}35\cdot10^{-7}$
Д4000-22 (32Д-19)	4000	22	5,5	8,5		300	78	28,1	$3{,}88\cdot10^{-7}$
Д5000-50 (24НДс)	5000	50	5,5	12,0		900	87	55,6	$1{,}8\cdot10^{-7}$
Д12500-24 (48Д-22)	12 500	24	7,0	8,0	485	950	88	—	—

* В скобках указаны обозначения по прежней маркировке.

Гидравлической характеристикой насоса является полученная в результате испытаний зависимость создаваемого им напора $H_н$ от расхода воды $V_н$ через насос[1]. Эта зависимость при неизменной частоте вращения вала центробежного насоса может быть приближенно выражена уравнением, действительным в области положительных значений расходов и напоров,

$$H_н = H_н^0 - S_н V_н^2, \qquad (2.1a)$$

где $H_н^0$ — напор насоса при $V_н = 0$, м; $S_н$ — внутреннее сопротивление, м·ч²/м⁶.

[1] Здесь и далее под расходом через насос понимается количество жидкости, поданной насосом в сеть в единицу времени.

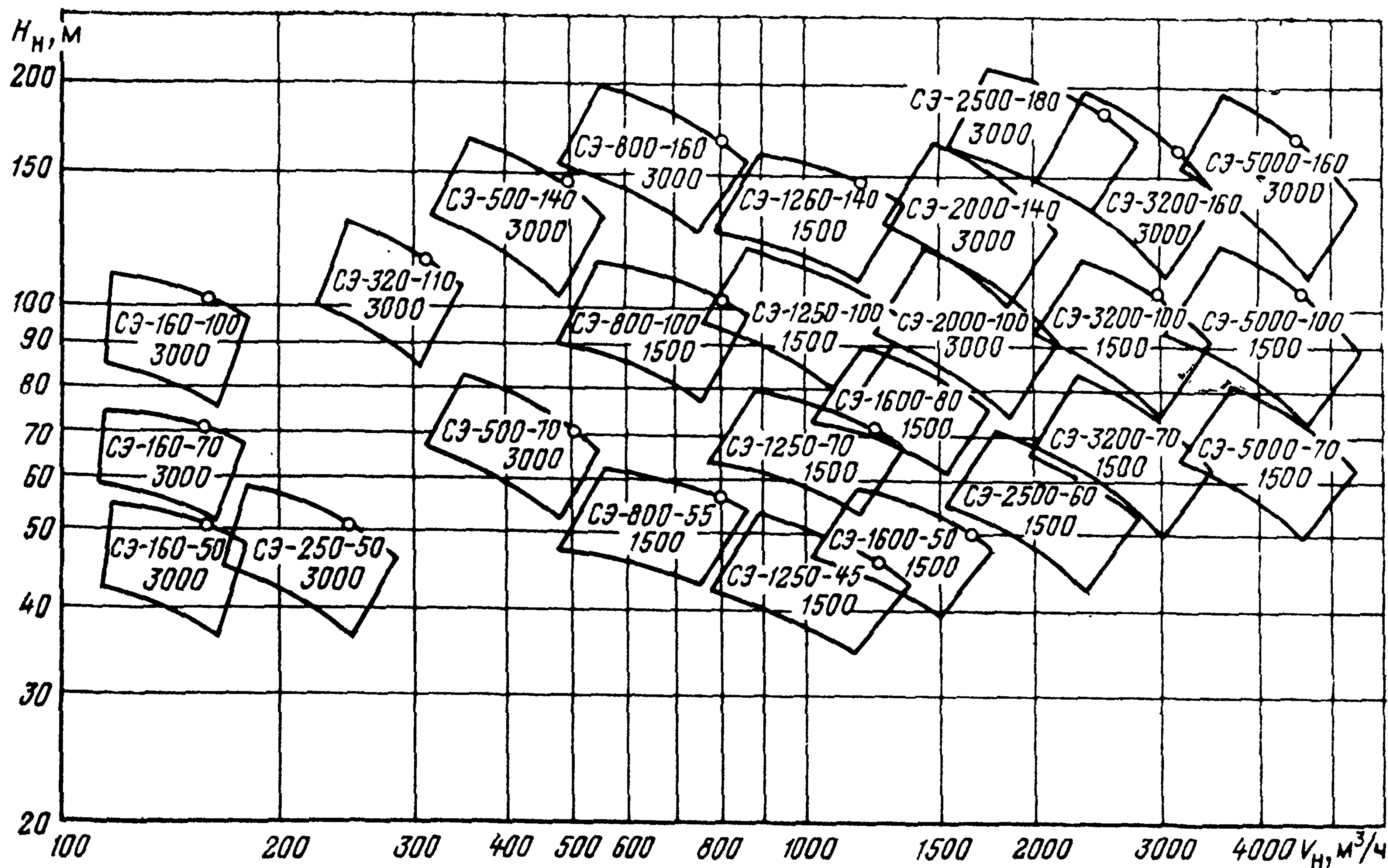


Рис. 2.1. Поле характеристик *Q—H* сетевых насосов типа СЭ (по ГОСТ 22465-77)

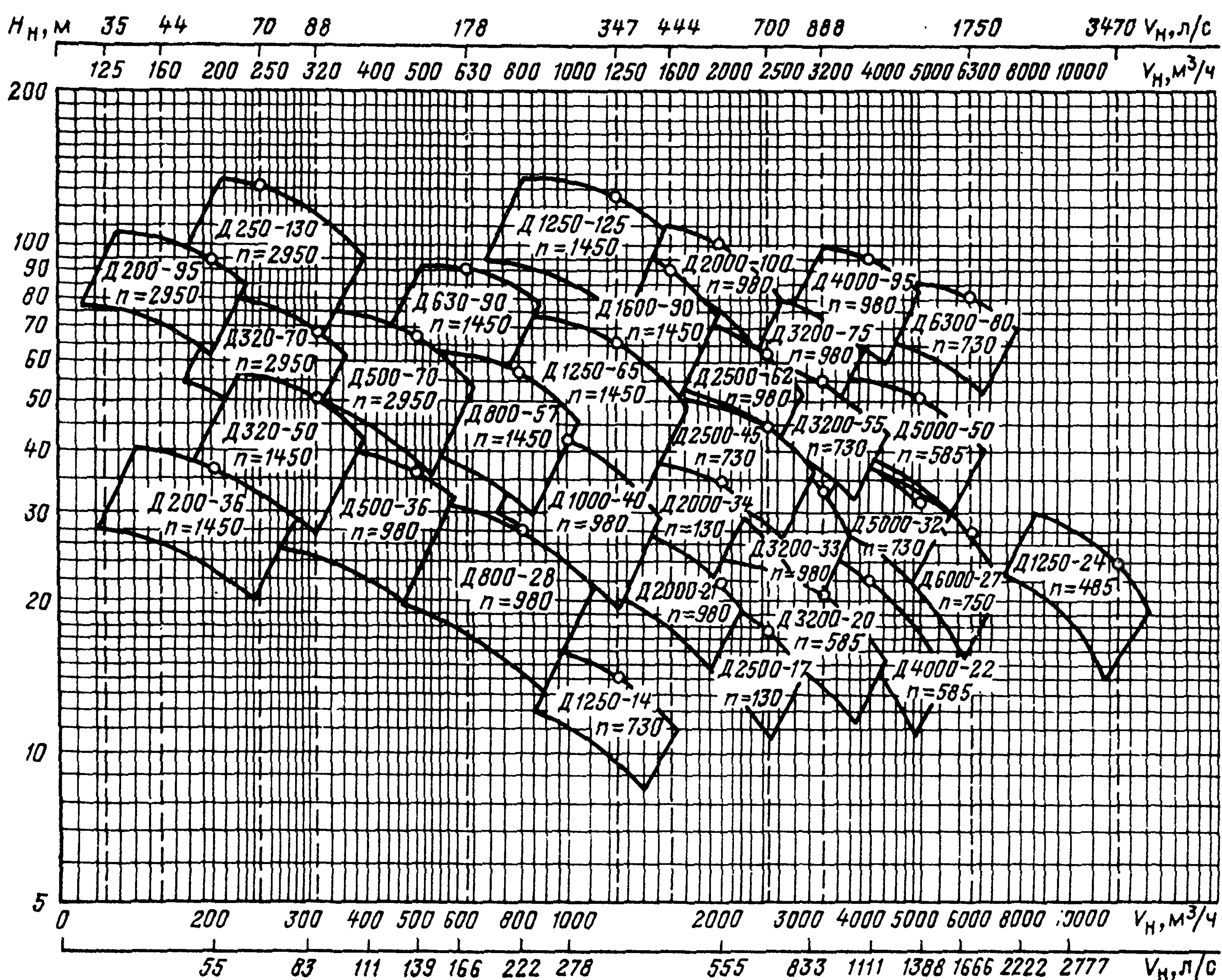


Рис. 2.2. Поле характеристик *Q—H* центробежных насосов двустороннего действия типа *D* (по ГОСТ 10272-77)

Значения $H_н^0$ и $S_н$ подбираются таким образом, чтобы уравнение (2.1а) возможно ближе совпадало с действительной характеристикой насоса в диапазоне рабочих расходов воды. Определенные таким образом значения $H_н^0$ и $S_н$ для применяемых в теплофикационных системах насосов приведены в табл. 2.1 и 2.2.

Поля характеристик насосов типа СЭ и Д приведены соответственно на рис. 2.1 и 2.2.

Эквивалентная характеристика включенных параллельно n насосов с одинаковыми характеристиками при одинаковых сопротивлениях входных и напорных линий выражается уравнением

$$H_н^э = H_н^0 - S_н^э \; V_{н\Sigma}^2, \qquad (2.1б)$$

где $H_н^э$ — напор параллельно работающих насосов, м; $S_н^э = S_н/n^2$ — внутреннее сопротивление группы параллельно работающих насосов, м·ч²/м⁶; $V_{н\Sigma}$ — суммарный расход воды через группу параллельно работающих насосов, м³/ч.

2.1.2. СЕТЕВЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

Гидравлической характеристикой сетевых подогревателей является сопротивление, определяемое по результатам расчетов или испытаний по формуле $S = \Delta H/V^2$, м·ч²/м⁶, где ΔH — потеря напора в подогревателе, м, при расходе сетевой воды через подогреватель V, м³/ч.

Сопротивления некоторых сетевых подогревателей приведены в табл. 2.3.

Таблица 2.3. **Сопротивления сетевых подогревателей ТЭЦ**

Подогреватель	Расход, м³/ч, номинальный / максимальный	Потеря напора, м, номинальная / максимальная	Сопротивление[1], м·ч²/м⁶
ПСГ-1300-3-8-I	2300 / 3000	5,2 / 8,6	$0{,}98\cdot10^{-6}$
ПСГ-2300-2-8-I	3500 / 4500	6,4 / 10,3	$0{,}52\cdot10^{-6}$
ПСГ-2300-3-8-II	3500 / 4500	6,4 / 10,3	$0{,}52\cdot10^{-6}$
ПСГ-3450-3,5-8	3500	8,0	$0{,}65\cdot10^{-6}$
ПСГ-5000-2,5-8-I	6000 / 8000	10,0 / 16,9	$0{,}28\cdot10^{-6}$
ПСГ-5000-3,5-8-II	6000 / 8000	10,0 / 16,9	$0{,}28\cdot10^{-6}$

[1] Сопротивление определено по параметрам номинального режима.

2.1.3. ПИКОВЫЕ ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

Водогрейные котлы могут работать как в основном режиме, когда они являются основным источником теплоты, так и в пиковом режиме. В последнем случае расход сетевой воды через котел примерно в 2 раза больше, чем при работе в основном режиме. При работе котла в пиковом режиме он включается по двухходовой схеме, а при работе в основном режиме— по четырехходовой.

Таблица 2.4. **Сопротивление пиковых водогрейных котлов**

Тип котла	Расход воды, м³/ч		Потеря напора, м		Сопротивление, м·ч²/м⁶	
	Число ходов, режим					
	2 Пиковый	4 Основной	2 Пиковый	4 Основной	2 Пиковый	4 Основной
ПТВМ-180	3860	2250	10,6	23,8	$0{,}71\cdot10^{-6}$	$4{,}7\cdot10^{-6}$
ПТВМ-100	2140	1235	9,6	21,5	$2{,}1\cdot10^{-6}$	$14{,}1\cdot10^{-6}$
ПТВП-100	2140	1235	8,05	21,5	$1{,}75\cdot10^{-6}$	$14{,}1\cdot10^{-6}$
ПТВМ-50-I	1500	625	5,6	9,6	$2{,}5\cdot10^{-6}$	$24{,}6\cdot10^{-6}$
ПТВМ-12,5	—	156	—	15,0	—	$6{,}15\cdot10^{-4}$
ПТВМ-12,5*	—	156	—	20,0	—	$8{,}2\cdot10^{-4}$
ПТВТ-12,5*	—	156	—	20,0	—	$8{,}2\cdot10^{-4}$
КВ-ГМ-100**	2460	1235	8,0	16,5	$1{,}32\cdot10^{-6}$	$10{,}8\cdot10^{-6}$
КВ-ГМ-50	1230	618	7,5	13,3	$4{,}95\cdot10^{-6}$	$34{,}8\cdot10^{-6}$

* Горизонтальная компоновка. В остальных котлах — башенная компоновка.
** Сопротивления котлов КВ-ГМ — по данным [34].

Расчетные расходы воды, соответствующие им потери напора, а также сопротивления пиковых теплофикационных водогрейных котлов приведены в табл. 2.4.

2.2. ОБОРУДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

2.2.1. ТЕПЛОФИКАЦИОННЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

При течении жидкости в трубопроводе наблюдается падение напора ΔH, которое представляет собой сумму двух слагаемых: линейного падения напора $\Delta H_л$ и падения напора в местных сопротивлениях $\Delta H_м$. Линейное падение напора — это падение напора на прямолинейных участках трубопровода. Падение напора в местных сопротивлениях — это падение напора в арматуре и других элементах оборудования (отводах, коленах, шайбах, компенсаторах), размещенных неравномерно по длине трубопровода. Линейное падение напора, м,

$$\Delta H_л = h_л\, l, \qquad (2.2)$$

где $h_л$ — удельное линейное падение напора, называемое обычно в гидравлике гидравлическим уклоном (i), м/м; l — длина участка трубопровода, м.

По формуле Д'Арси

$$h_л = \lambda \frac{w^2}{2gd} = 6{,}35\cdot 10^{-9}\lambda \frac{V^2}{d^5}, \qquad (2.3)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения (безразмерная величина); w — скорость движения теплоносителя, м/с; g — ускорение свободного падения, м/с²; d — внутренний диаметр трубы, м; V — объемный расход теплоносителя, м³/ч.

Коэффициент гидравлического трения определяется по формуле А. Д. Альтшуля [1]

$$\lambda = 0{,}11\left(\frac{k_э}{d} + \frac{68}{\mathrm{Re}}\right)^{0,25}, \qquad (2.4а)$$

где $k_э$ — эквивалентная шероховатость трубопровода, характеризующая состояние внутренней поверхности трубопровода, м. Эта величина нормируется СНиП [65].

Для водяных тепловых сетей в условиях нормальной эксплуатации согласно [65] значение $k_э$ принимается равным 0,0005 м (0,5 мм).

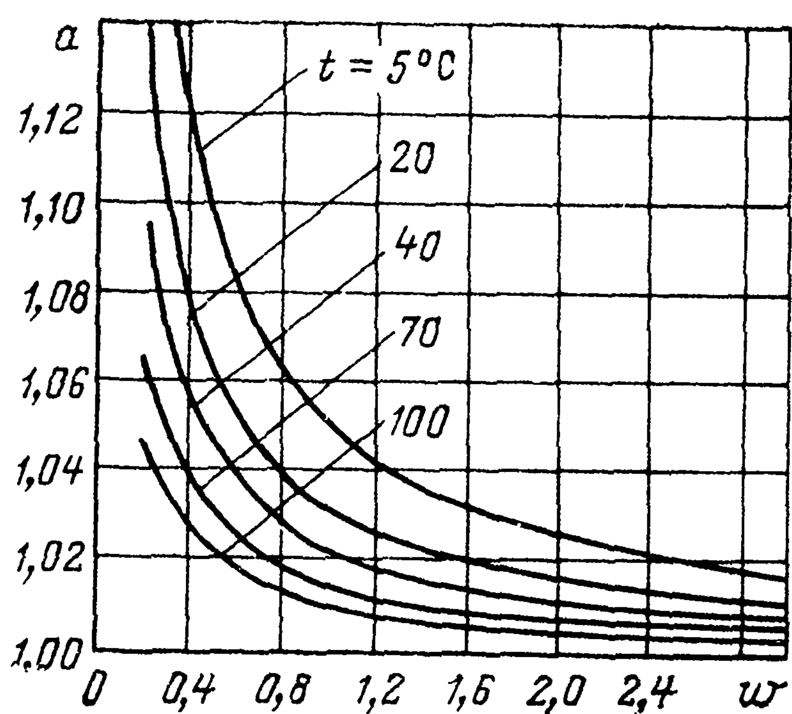


Рис. 2.3. Зависимость коэффициента a от скорости воды в трубопроводе w, м/с, при различных температурах воды

Формулу (2.4а) можно представить в виде

$$\lambda = 0,11\left(\frac{k_э}{d}\right)^{0,25} a, \qquad (2.4б)$$

где

$$a = \left(1 + \frac{68d}{k_э \, \mathrm{Re}}\right)^{0,25}. \qquad (2.5а)$$

Рассмотрим, при каких условиях a становится близким к единице:

$$a = \left(1 + \frac{68d}{k_э \, \mathrm{Re}}\right)^{0,25} = \left(1 + \frac{68\nu}{k_э \, w}\right)^{0,25}. \qquad (2.5б)$$

На рис. 2.3 приведены зависимости коэффициента a от скорости теплоносителя при различных температурах теплоносителя и эквивалентной шероховатости $k_э = 0,5$ мм.

При имеющих место в тепловых сетях температурах воды 70—100 °С и скоростях воды, превышающих 0,5 м/с, величина коэффициента a не превосходит 1,03, а при скоростях, больших 1 м/с, она не превосходит 1,01. В этих условиях, соответствующих достаточно большим значениям числа Рейнольдса, значение a близко к единице и формула А.Д. Альтшуля (2.4а) совпадает с формулой Б. Л. Шифринсона

$$\lambda = 0,11\left(\frac{k_э}{d}\right)^{0,25}. \qquad (2.6)$$

Таким образом, в условиях работы тепловых сетей коэффициент гидравлического трения может с достаточной точностью определяться по формуле Б. Л. Шифринсона (2.6).

В этом случае λ не зависит от расхода теплоносителя и согласно уравнению (2.3) линейное падение давления в трубопроводе оказывается пропорциональным квадрату расхода теплоносителя.

При значении λ, определенном по формуле (2.4б), $h_л$ составляет

$$h_л = \frac{0,7}{10^9} k_э^{0,25} \frac{V^2}{d^{5,25}}. \qquad (2.3а)$$

Удельное линейное падение напора, м·ч²/(м⁶·м), отнесенное к единице объемного расхода воды, м³/ч, называется удельным сопротивлением трубопровода

$$S_у = \frac{h_л}{V^2} = \frac{0,7}{10^9} \frac{k_э^{0,25}}{d^{5,25}}. \qquad (2.7а)$$

При $k_э = 5 \cdot 10^{-4}$ м

$$S_у = \frac{1.05}{10^{10}} \frac{1}{d^{5,25}}, \qquad (2.7б)$$

Удельное сопротивление трубопровода представляет собой величину, равную падению напора на прямолинейном участке трубопровода длиной 1 м при расходе воды 1 м³/ч.

Значения удельных сопротивлений трубопроводов тепловых сетей при $k_э = 0,5$ мм приведены в табл. 2.5.

Таблица 2.5. **Удельные сопротивления трубопроводов для водяных тепловых сетей***

Условный проход, мм	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Внутренний диаметр, мм	$S_{уд}=\frac{1,05}{10^7}\frac{1}{d_{вн}^{5,25}}$, $\frac{мм\cdot ч^2}{м^6\cdot м}$	Условный проход, мм	Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм	Внутренний диаметр, мм	$S_{уд}=\frac{1,05}{10^7}\frac{1}{d_{вн}^{5,25}}$, $\frac{мм\cdot ч^2}{м^6\cdot м}$
15	18	2	14	567,6	500	530	6	518	$3,32\cdot10^{-6}$
20	25	2	21	67,5	600	630	6	618	$1,31\cdot10^{-6}$
25	32	2,5	27	18,1	600	630	7	616	$1,34\cdot10^{-6}$
32	38	2,5	33	6,3	700	720	7	706	$6,53\cdot10^{-7}$
40	45	2,5	40	2,3	700	720	8	704	$6,63\cdot10^{-7}$
50	57	3	51	0,64	800	820	7	806	$3,26\cdot10^{-7}$
65	76	3	70	0,121	800	820	8	804	$3,30\cdot10^{-7}$
80	89	3	83	$4,97\cdot10^{-2}$	800	820	9	802	$3,34\cdot10^{-7}$
100	108	3,5	101	$1,77\cdot10^{-2}$	900	920	8	904	$1,78\cdot10^{-7}$
125	133	3,5	126	$5,55\cdot10^{-3}$	900	920	9	902	$1,8\cdot10^{-7}$
150	159	4,5	150	$2,22\cdot10^{-3}$	900	920	10	900	$1,83\cdot10^{-7}$
175	194	5	184	$7,42\cdot10^{-4}$	1000	1020	9	1002	$1,04\cdot10^{-7}$
200	219	5	209	$3,89\cdot10^{-4}$	1000	1020	12	996	$1,07\cdot10^{-7}$
250	273	7	259	$1,26\cdot10^{-4}$	1000	1020	14	992	$1,1\cdot10^{-7}$
300	325	7	311	$4,83\cdot10^{-5}$	1200	1220	11	1198	$4,07\cdot10^{-8}$
350	377	7	363	$2,14\cdot10^{-5}$	1200	1220	14	1192	$4,18\cdot10^{-8}$
400	426	6	414	$1,08\cdot10^{-5}$	1400	1420	14	1392	$1,85\cdot10^{-8}$
450	480	6	468	$5,65\cdot10^{-6}$					

* Эквивалентная шероховатость $k_э$=0,0005 м.

Удельное сопротивление трубопровода заданного диаметра определяется, таким образом, только величиной, эквивалентной шероховатости $k_э$.

Согласно [65, п. 7.9] эквивалентная шероховатость внутренней поверхности стальных труб должна приниматься: для паровых тепловых сетей $k_э = 0,2$ мм; для водяных тепловых сетей $k_э = 0,5$ мм; для тепловых сетей горячего водоснабжения и конденсатных сетей $k_э = 1$ мм.

Согласно СНиП на проектирование систем отопления (п. 3.5.3) гидравлический расчет систем отопления должен выполняться при следующих значениях $k_э$: для паропроводов и водоводов $k_э = 0,2$ мм; для конденсатопроводов $k_э = 0,5$ мм.

С течением времени состояние внутренней поверхности трубопроводов в результате коррозионных и других отложений ухудшается, что приводит к увеличению эквивалентной шероховатости и сопротивления трубопровода.

А. П. Варфоломеевой [7] на основании экспериментального исследования трубопроводов систем отопления диаметром до 100 мм со сроком службы от 2 до 78 лет предложена для количественной оценки увеличения потерь напора в трубопроводе в зависимости от срока службы и содержания кислорода в воде следующая формула:

$$\Delta P_z/\Delta P_p = 0,6 + Z^{0,38}(0,16 + 0,05\,O_2),$$

где ΔP_z — потеря давления в трубопроводе после Z лет эксплуатации; ΔP_p — расчетная потеря давления в этом трубопроводе при $k_э = 0,2$ мм; O_2 — содержание кислорода в воде, мг/кг.

С учетом значений λ по формуле Шифринсона $\Delta P_z/\Delta P_p = (k_э/0,2)^{0,25}$ по приведенной формуле могут быть определены коэффициенты шероховатости. Из формулы видно большое влияние, которое оказывает на рост гидравлических потерь содержание растворенного в воде кислорода.

Подтверждением этого являются результаты проведенных в последние годы рядом организаций гидравлических испытаний теплопроводов большого диаметра (1000—1400 мм). Лишь в тепломагистралях от Минской ТЭЦ-4, проработавших 3 года при хорошем качестве деаэрации подпиточной воды, значения $k_э$ находились в пределах 0,4—0,8 мм. В тепломагистрали диаметром 1400 мм от ТЭЦ-21 Мосэнерго со сроком эксплуатации 7 лет значение $k_э$ составляло 0,9 мм; в тепломагистрали диаметром 1200 мм от ТЭЦ-22 Мосэнерго со сроком службы 15 лет $k_э = 2 \div 4$ мм. В тепломагист-

рали от Северной ТЭЦ Ленэнерго диаметром 1400 мм при открытой системе теплоснабжения и недостаточно удовлетворительной деаэрации после 6 лет эксплуатации средние значения $k_э$ составляли для подающей магистрали 3,5, а для обратной 2,5 мм. Приведенные данные показывают, какое большое значение имеют хорошая деаэрация подпиточной воды и предотвращение попадания сырой воды в тепловую сеть для предупреждения роста гидравлического сопротивления трубопроводов тепловых сетей.

В последнее время проведен ряд работ, показавших возможность существенного снижения коэффициента гидравлического трения при введении в жидкость небольшого количества полимерных поверхностно-активных веществ, например полиоксиэтилена, полиакриламида. Проведены лабораторные и стендовые исследования этого явления, а также имеется опыт введения полимерных добавок в теплоноситель в реальной системе теплоснабжения от небольшой котельной в г. Харькове [54]. Эти исследования, особенно перспективные для систем дальней транспортировки теплоты от загородных источников, целесообразно продолжить.

2.2.2. МЕСТНЫЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ

Суммарное падение напора во всех местных сопротивлениях на участке трубопровода

$$\Delta H_м = \Sigma \xi \frac{w^2}{2g}, \qquad (2.8)$$

где $\Sigma\xi$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений. Значения ξ приведены в [63].

В связи с появлением в последнее время нового оборудования на большие диаметры представляется важным проведение экспериментальных исследований для определения коэффициентов местных сопротивлений этого оборудования. Попытка разработать методику аналитического определения значений ξ для некоторых местных сопротивлений сделана в [1]. Длина прямолинейного участка трубопровода диаметром d, линейная потеря напора на котором равна потере напора в местных сопротивлениях, называется эквивалентной длиной местных сопротивлений и определяется из выражения

$$l_э = \Sigma\xi d/\lambda. \qquad (2.9)$$

Суммарное падение напора на участке трубопровода длиной l

$$\Delta H = \Delta H_л + \Delta H_м = \Delta h_л\,(l + l_э) = S_у\,(l + l_э)\,V^2. \qquad (2.10)$$

Величина $S_у\,(l + l_э) = S$ называется сопротивлением трубопровода. Сопротивление численно равно потере напора в трубопроводе при расходе воды 1 м³/ч.

2.3. ОБОРУДОВАНИЕ АБОНЕНТСКИХ ТЕПЛОПОТРЕБЛЯЮЩИХ УСТАНОВОК

2.3.1. СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Системы отопления жилых зданий рассчитываются обычно на потерю напора $\Delta h_0 = 0{,}6 \div 1{,}6$ м. Расчетные расходы воды, определяемые тепловой нагрузкой системы отопления и расчетным перепадом температур в ней (обычно 95—70 °С, в последнее время 105—70 °С), находятся в пределах $V_0 = 0{,}5 \div 20$ м³/ч. Эти данные определяют сопротивление местных систем отопления $S_0 = \Delta h_0/V_0^2$ в интервале 0,0015—6,5 м·ч²/м⁶. Поскольку температуры воды в тепловой сети, как правило, выше требуемых для систем отопления, последние обычно присоединяются к тепловой сети через смесительные устройства, обеспечивающие определенный коэффициент подмешивания обратной воды после системы отопления к воде, поступающей в местную систему отопления из тепловой сети.

Смесительные устройства создают также напор, необходимый для циркуляции в системе отопления расчетного расхода воды. В качестве смесительных устройств наибольшее распространение получили водоструйные элеваторы. Применяются также центробежные насосы.

2.3.2. ВОДОСТРУЙНЫЕ НАСОСЫ-ЭЛЕВАТОРЫ

Схема установки водоструйного элеватора представлена на рис. 2.4.

Гидравлическая характеристика водоструйного насоса определяется уравнением [58]

$$\frac{\Delta h_c}{\Delta h_p}=\varphi_1^2\frac{f_{p1}}{f_3}\left[2\varphi_2+\left(2\varphi_2-\frac{1}{\varphi_4^2}\right)\frac{f_{p1}}{f_{н2}}\frac{v_н}{v_p}u^2-(2-\varphi_3^2)\frac{f_{p1}}{f_3}\frac{v_c}{v_p}(1+u)^2\right], \qquad (2.11)$$

где Δh_c — напор, создаваемый водоструйным насосом, равный потере напора в местной системе; Δh_p — напор, теряемый в сопле элеватора; f_{p1}, f_3 — сечения сопла и камеры смешения; $f_{н2}=f_3-f_{p1}$; v_p, $v_н$, v_c — удельные объемы рабочей, инжектируемой и сжатой сред; u — коэффициент смешения, равный отношению расходов инжектируемой и рабочей сред; φ_1, φ_2, φ_3, φ_4 — коэффициенты скорости рабочего сопла, камеры смешения, диффузора, входного участка камеры смешения, учитывающие потери на трение в соответствующих элементах проточной части.

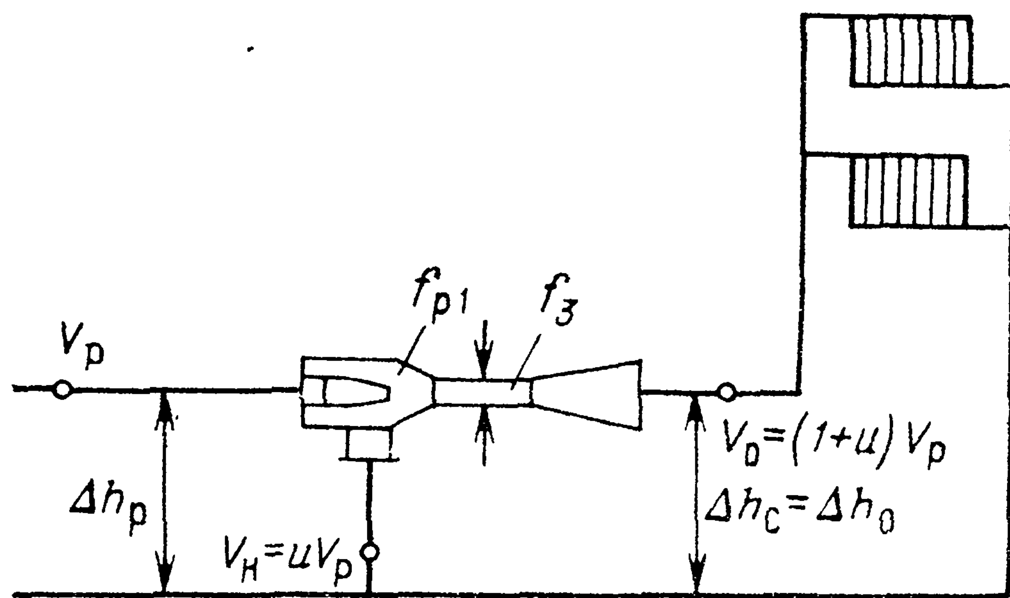


Рис. 2.4. Схема установки водоструйного элеватора на тепловой подстанции

Для несжимаемой жидкости в условиях работы водоструйного насоса $v_p=v_н=v_c$. Обычно принимаемые значения φ составляют: $\varphi_1=0{,}95$; $\varphi_2=0{,}975$; $\varphi_3=0{,}9$; $\varphi_4=0{,}925$.

При этом уравнение характеристики принимает вид

$$\frac{\Delta h_c}{\Delta h_p}=\frac{f_{p1}}{f_3}\left[1{,}75+0{,}7\frac{f_{p1}}{f_{н2}}u^2-1{,}07\frac{f_{p1}}{f_3}(1+u)^2\right]. \qquad (2.12)$$

Из уравнения характеристики отопительной системы имеем:

$$\Delta h_c=\Delta h_0=S_0V_0^2=S_0(1+u)^2V_p^2, \qquad (2.13)$$

где V_p — расход сетевой воды через сопло водоструйного насоса; V_0 — расход воды в местной системе отопления;

$$V_p^2=f_{p1}^2w_{p1}^2=\varphi_1^2f_{p1}^2\,2g\Delta h_p;$$

$w_{p1}=\varphi_1\sqrt{2g\Delta h_p}$ — скорость истечения из сопла;

$$\Delta h_c=S_0(1+u)^2\varphi_1^2f_{p1}^2\,2g\Delta h_p.$$

Подставляя Δh_c в уравнение характеристики водоструйного насоса (2.12), получаем

$$S_0=\frac{1}{\varphi_1^2f_{p1}f_3\,2g(1+u)^2}\left[1{,}75+0{,}7\frac{f_{p1}}{f_{н2}}u^2-1{,}07\frac{f_{p1}}{f_3}(1+u)^2\right]. \qquad (2.14)$$

Из этого выражения видно, что коэффициент смешения водоструйного насоса зависит лишь от геометрических размеров водоструйного насоса f_3, f_{p1} и сопротивления отопительной системы S_0 и не зависит от потери напора в сопле Δh_p.

Таким образом, при всех режимах работы внешней сети коэффициент смешения водоструйного насоса сохраняется неизменным.

Потеря напора в сопле элеватора в десятки раз превышает потерю напора в отопительной системе. Поэтому основным сопротивлением местной системы является сопротивление сопла элеватора, которое, исходя из уравнения, определяющего V_p^2, при коэффициенте скорости сопла $\varphi_1=0{,}95$ составляет

$$S_{эл}=\frac{\Delta h_p}{V_p^2}=\frac{1}{2gf_{p1}^2\varphi_1^2}=\frac{7{,}05}{10^3}\frac{1}{d_{p1}^4}. \qquad (2.15)$$

2.3.3. НАСОСЫ

На групповых тепловых подстанциях обычно устанавливаются центробежные насосы. Они используются в качестве подкачивающих при необходимости повышения напора в подающей или снижения напора в обратной линии; в качестве подмешивающих

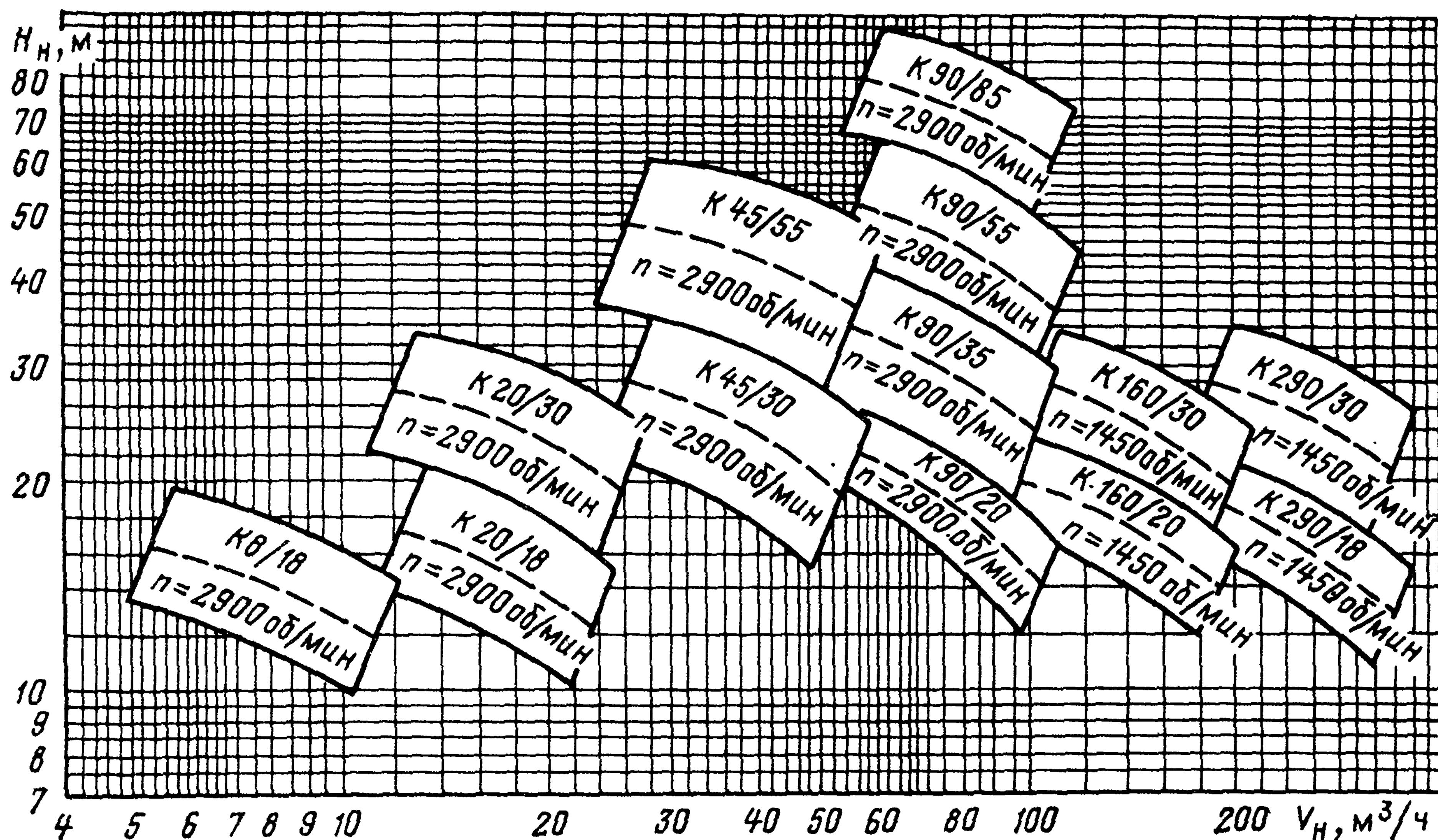


Рис. 2.5. Поле характеристик *V—H* насосов типа *К*:
штриховая линия — граница поля для средней обточки рабочего колеса

в случае, если температурный график квартальной сети отличается от температурного графика внешней сети, или при реализации системы автоматического регулирования отпуска теплоты на отопление; в качестве сетевого для квартальной сети отопления при независимом присоединении систем отопления. В системах горячего водоснабжения они используются в качестве подкачивающих и циркуляционных.

Для всех указанных целей обычно используются насосы типа К, регламентированные ГОСТ 22247-76 «Насосы центробежные консольные общего назначения для воды». Насосы предназначены для перекачивания воды с температурой до 85 °С. По согласованию с заводом-изготовителем они могут быть изготовлены для перекачивания жидкостей с температурой до 105 °С. Давление на входе в насос—не более 0,2 МПа (2 кгс/см²). Основные параметры этих насосов приведены в табл. 2.6. Поле характеристик $V_н$ — $H_н$ насосов типа К показано на рис. 2.5.

Насосы смешения подают часть воды из обратной линии тепловой сети в подающую и обеспечивают тем самым требуемый температурный режим во внутриквартальной сети или на тепловой подстанции здания. Они могут устанавливаться на групповой тепловой подстанции и осуществлять смешение сразу для всей внутриквартальной сети. При этом в зависимости от температурного графика, принятого для внутриквартальной сети, на тепловых подстанциях могут устанавливаться водоструйные элеваторы, осуществляющие дополнительное смешение (рис. 2.6, *а*). Элеваторы могут отсутствовать, если во внутриквартальной сети принят температурный график, на который рассчитаны системы отопления зданий (рис. 2.6, *б*).

Насосы смешения устанавливаются и непосредственно на тепловых пунктах вместо водоструйных элеваторов (рис. 2.6, *в*) или в дополнение к ним (рис. 2.6, *г*). Следует отметить, что для предотвращения шума и вибрации в зданиях допускается устанавливать только специальные бесшумные насосы.

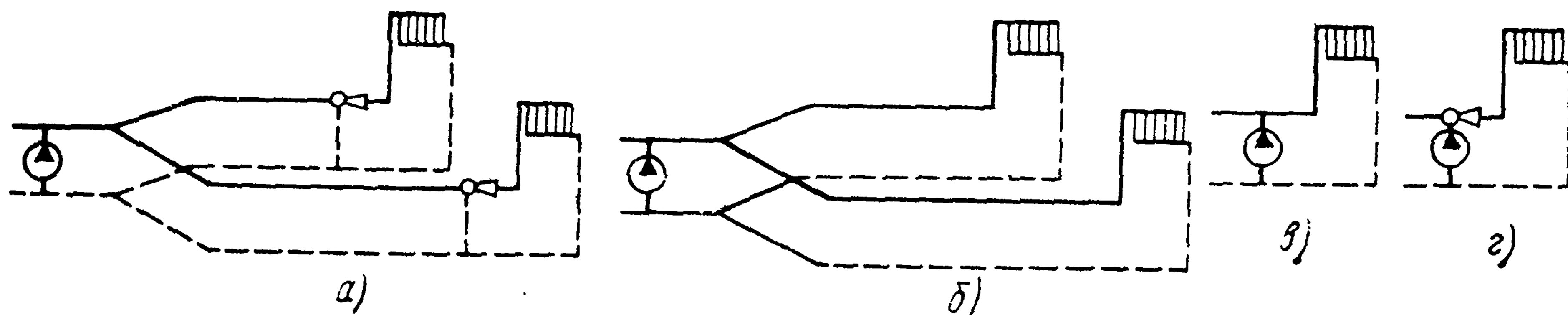


Рис. 2.6. Схемы установки насосов смешения:
а — на групповой тепловой подстанции при наличии элеваторов на местных тепловых подстанциях; *б* — то же без дополнительного смешения на тепловых подстанциях; *в* — на местной тепловой подстанции; *г* — на тепловой подстанции на всасывающей линии элеватора

В последнее время производственным объединением Молдавгидромаш (г. Кишинев) освоен серийный выпуск малошумных центробежных водяных циркуляционных насосов типа ЦВЦ. Насосы предназначены для обеспечения циркуляции теплоносителя в системах отопления, а также для применения в системах горячего водоснабжения. Поскольку применение насосов типа ЦВЦ только начинается, остановимся на них подробнее. Устройство насоса показано на рис. 2.7. Конструкция представляет собой комбинацию одноступенчатого насоса с радиальным рабочим колесом и «мокрого» короткозамкнутого асинхронного двигателя с защищенным статором, выполненных в едином блоке.

Таблица 2.6. **Основные технические характеристики насосов типа К и КМ**

Тип насоса*	Подача, м³/ч	Напор, м	Допустимый кавитационный запас, м	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	КПД насоса, %	Характеристика насоса $H_н = H_н^о - S_н V_н^2$	
							$H_н^о$, м	$S_н$, м·ч²/м⁶
К8/18(1,5К-8/19; 1,5К-6)	8	19	4	2900	0,8	51	23,5	0,03463
КМ8/18(1,5КМ-8/19; 1,5КМ-6)	8	15			0,65	49	16,9	0,03307
	8	12			0,56	47	13,3	0,02712
К20/18(2К-20/18; 2К-9)	20	18			1,45	67	22,5	0,01403
КМ20/18(2КМ-20/18; 2КМ-9)	20	14			1,2	64	18	0,01160
	20	10			0,9	60	14	0,01026
К20/30(2К-20/30; 2К-6)	20	30			2,65	63	36	0,0125
КМ20/30(2КМ-20/30; 2КМ-6)	20	25			2,1	65	30	0,01186
	20	19			1,6	64	24	0,01264
К45/30(3К-45/30; 3К-9)	45	30	4,5		5,4	70	36	0,0025
КМ45/30(3КМ-45/30; 3КМ-9)	45	19,5			3,4	70	26	0,00342
К45/55(3К-6)	45	55			10,5	64	65	0,00313
КМ45/55(3КМ-6)	45	40			8	61	49,5	0,00496
К90/20(4К90/20; 4К-18)	90	20	5,5		6,5	78	29,5	0,00102
КМ90/20(4КМ-90/20; 4КМ-18)	90	14			4,6	75	24	0,00124
К90/35(4К-12)	90	35			11	77	41	0,00078
КМ90/35(4КМ-12)	90	27			39	73	40,5	0,00166
К90/55(4К-8)	90	55			18,5	73	65	0,0025
КМ90/55(4КМ-8)	90	33			15,8	67	60	0,00212
К90/85(4К-6)	90	85			33	65	109	0,00266
	90	75			29	64	88	0,000868
К160/20(6К-12)	160	20	4,5	1450	10,9	81	29,6	0,00039
КМ160/20(6КМ-12)	160	14,5			9	75	22,7	0,00034
К-160/30(6К-8)	160	30			18	78	42,6	0,00036
	160	27			16,5	71	38,3	0,00045
	160	20			13	68	30,5	0,00041
К290/18(8К-18)	290	18			16,5	84	24	0,000079
	290	14			14,5	79	18,6	0,000079
К290/30(8К-12)	290	30			28	82	48	0,00025
	290	21,5			22	76	32	0,00013

* В скобках указаны обозначения по старой маркировке.

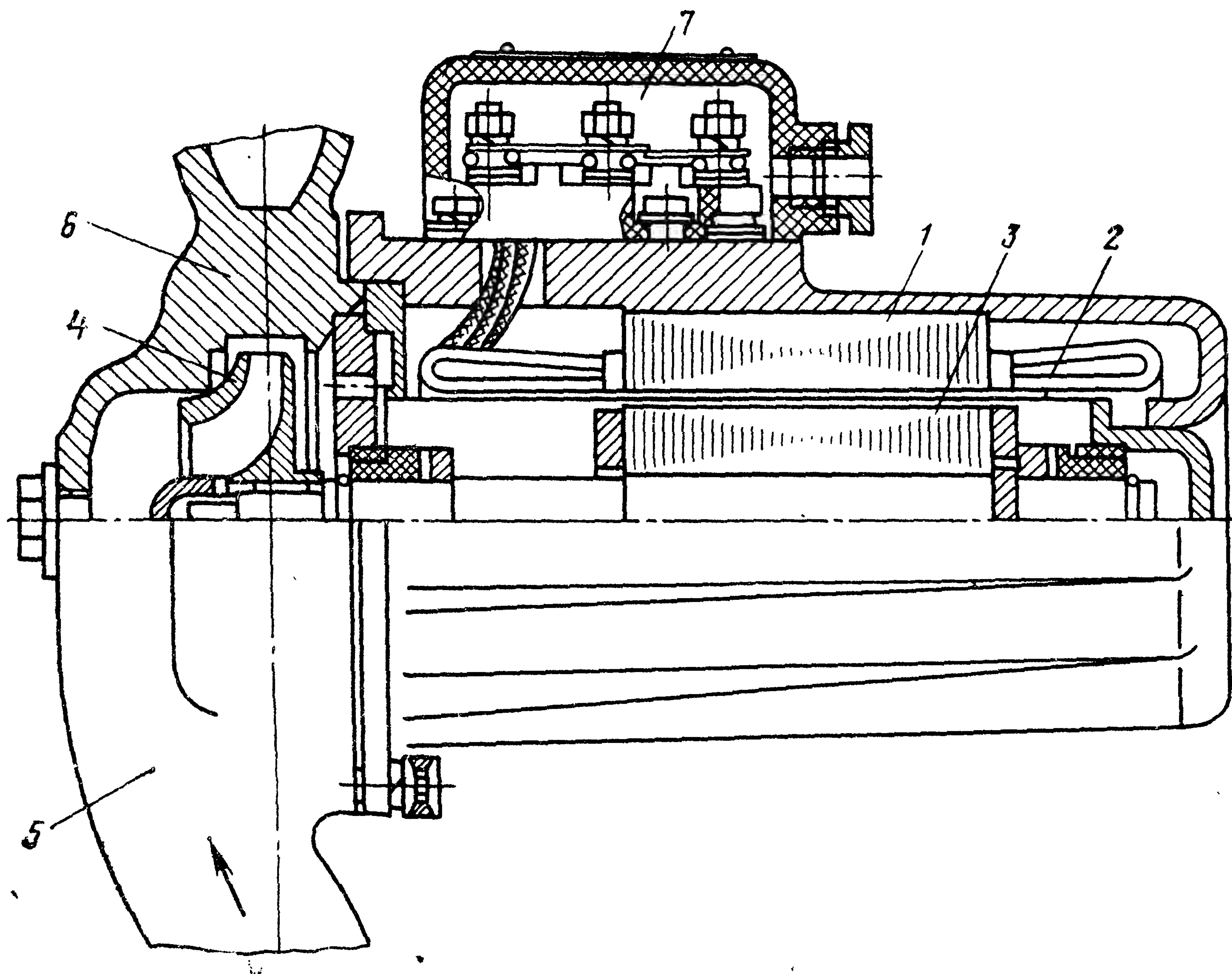


Рис. 2.7. Конструкция насоса типа ЦВЦ

Обмотка статора *1* электродвигателя отделена от теплоносителя тонкостенной гильзой *2* из немагнитного металла. Короткозамкнутый ротор *3* вращается в подшипниках скольжения непосредственно в перекачиваемой среде, которая служит смазкой для подшипников. Рабочее колесо *4* установлено консольно на валу электродвигателя. Перекачиваемый теплоноситель поступает через всасывающий патрубок *5* к рабочему колесу и подается колесом в спиральный отвод и нагнетательный патрубок *6*. Всасывающий и нагнетательный патрубки выполнены соосно. Подключение насоса к электро-

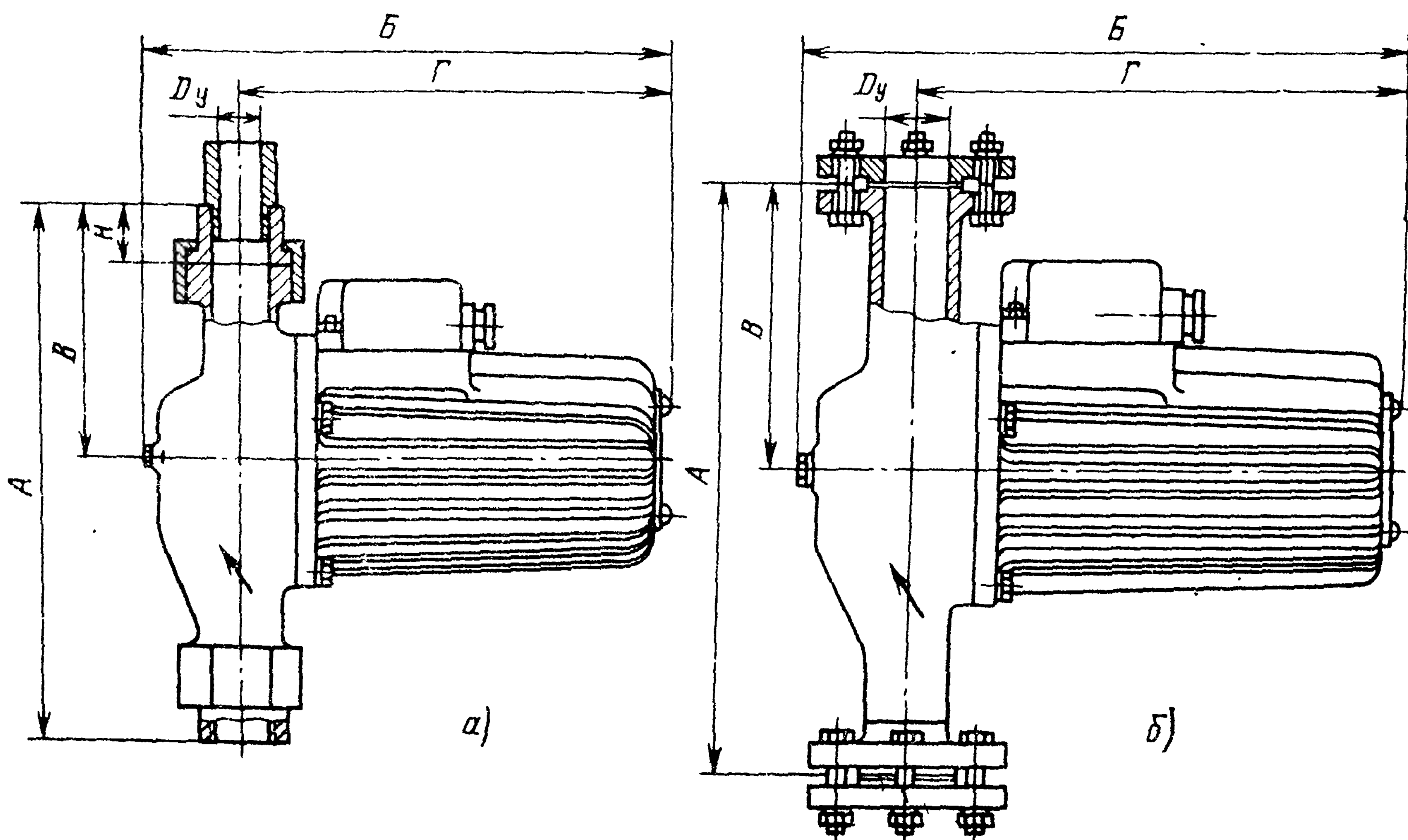


Рис. 2.8. Ниппельное (*а*) и фланцевое (*б*) исполнения насосов типа ЦВЦ

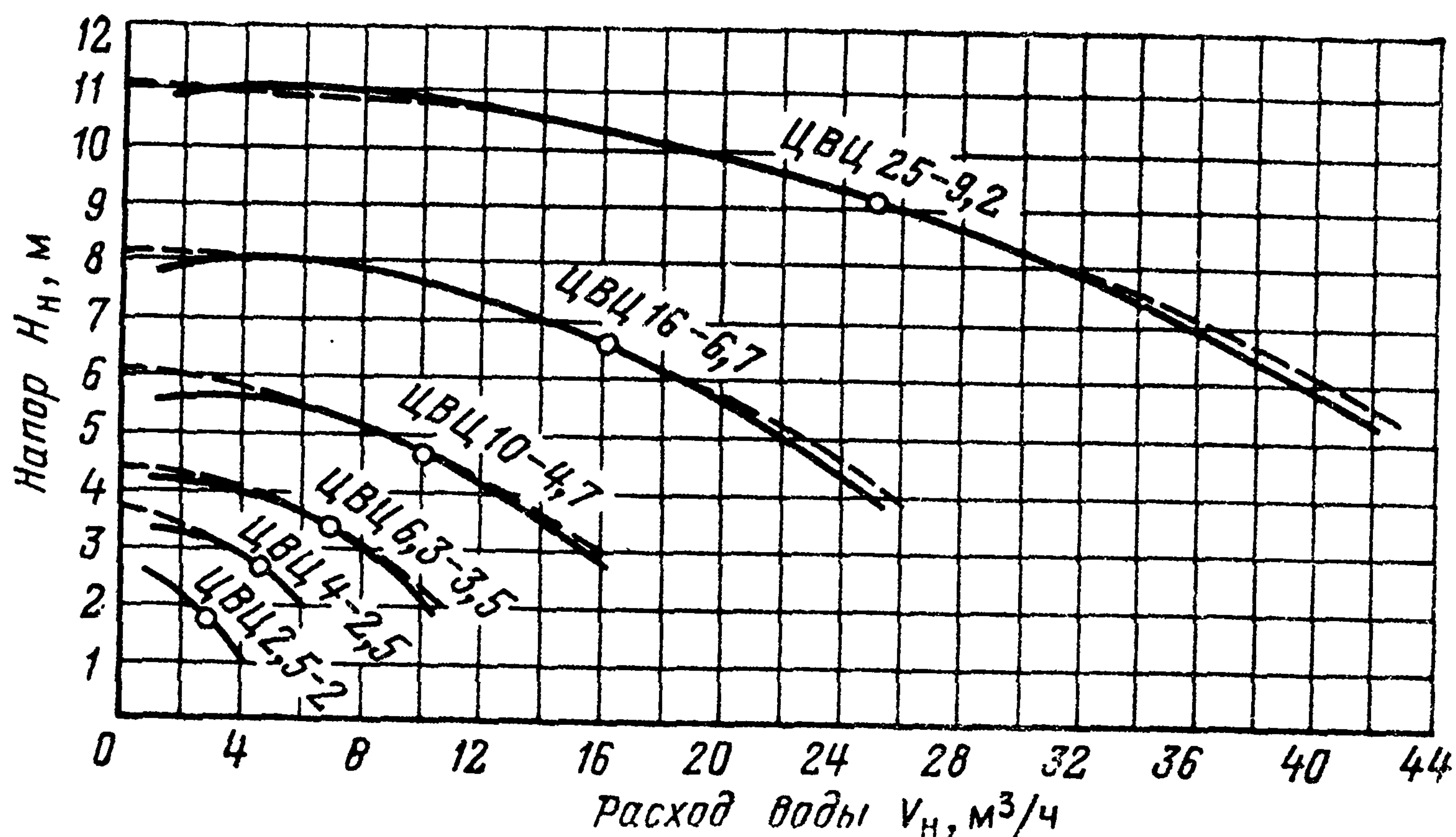


Рис. 2.9. Характеристики насосов типа ЦВЦ:
штриховая линия — по формуле (2.1) при $H_н^0$ и $S_н$, указанных в табл. 2.7

сети и его заземление производится через его коробку зажимов 7. Насосы имеют ниппельное (рис. 2.8, *а*) и фланцевое (рис. 2, 8, *б*) исполнения.

Первая цифра в обозначении насоса указывает номинальный расход, м³/ч, вторая цифра — напор при номинальном расходе, м. Характеристики насосов приведены на рис. 2.9, основные технические данные — в табл. 2.7; габаритные, установочные и присоединительные размеры — в табл. 2.8. Насос может работать при температуре окружающей среды от ±5 до + 40 °С и относительной влажности не более 80 % при 20 °С.

Таблица 2.7. **Технические характеристики насосов типа ЦВЦ**

Параметр	Марка насоса					
	ЦВЦ2,5-2	ЦВЦ4-2,8	ЦВЦ6,3-3,5	ЦВЦ10-4,7	ЦВЦ16-6,7	ЦВЦ25-9,2
Номинальная подача[1], м³/ч	2,5	4	6,3	10	16	25
Номинальный напор[2], м вод. ст.	2	2,8	3,5	4,7	6,7	9,2
Температура перемещаемой среды, °С	До 70					
Максимальное статическое давление среды, МПа (кгс/см²), не более	1,0 (10)					
Мощность электродвигателя, кВт:						
номинальная	0,04	0,09	0,12	0,25	0,55	1,1
потребляемая	0,11	0,18	0,21	0,43	0,85	1,6
КПД, %	14	20	25	36	41	45
Синхронная частота вращения, об/мин	3000					
Электрическая сеть:						
Напряжение, В:						
однофазной сети	220	220	220	—	—	—
трехфазной сети	380	380	380	380	380	380
Частота, Гц	50					
Уровень шума, дБ, не выше	45	45	45	45	50	50
Параметры характеристики:						
$H_н^0$, м	2,60	3,60	4,32	6,0	8,14	11
$S_н$, м·ч²/м⁶	$1\cdot10^{-1}$	$4,4\cdot10^{-2}$	$2\cdot10^{-2}$	$1,25\cdot10^{-2}$	$5,86\cdot10^{-3}$	$3\cdot10^{-3}$

[1] Номинальными называются параметры, при которых обеспечивается работа насоса с максимальным КПД.
[2] Отклонение ±15%.

Таблица 2.8. **Основные размеры насосов типа ЦВЦ**

Марка насоса	Исполнение (рис. 2.8)	Условный проход трубных подводок $D_у$, мм	Условный проход трубных подводок $D_у$, дюйм	Размеры (рис. 2.8), мм: *А*	*Б*	*В*	*Г*	*Н*	Масса, кг, не более	Ориентировочная цена, руб.
ЦВЦ2,5-2	*а*	—	1	281	252	136	203	35	8	210
ЦВЦ4-2,8	*а*	—	1¼	305	285	153	232	35	10	258
ЦВЦ6,3-3,5	*а*	—	1½	360	287	173	231	35	12	300
ЦВЦ10-4,7	*а*	—	1½	360	301	173	238	35	17	310
ЦВЦ16-6,7	*б*	50	—	402	379	196	299	—	32	326
ЦВЦ25-9,2	*б*	65	—	457	395	226	322	—	44	367

Насос устанавливается непосредственно на трубопроводе. Независимо от расположения трубопровода ось вращения электродвигателя насоса должна быть обязательно горизонтальной. Массовое содержание механических примесей в перекачиваемом теплоносителе допускается до 0,01 % с размером частиц до 0,05 мм.

Рассмотрим гидравлическую характеристику тепловой подстанции с насосами смешения на примере схемы, представленной на рис. 2.6, *б*.

Гидравлический режим внутриквартальной сети при работе насоса смешения определяется точкой пересечения характеристик насоса и внутриквартальной сети (рис. 2.10).

Рис. 2.10. Гидравлический режим внутриквартальной сети при работе насоса смешения

Напор насоса, приведенный к точкам присоединения насоса к внутриквартальной сети,

$$H_н = H_н^0 - S_н^{пр} V_н^2, \qquad (2.16)$$

где $S_н^{пр} = S_н + \Sigma S$; ΣS — сумма сопротивлений трубопроводов и задвижек, соединяющих насос с внутриквартальной сетью.

Обозначим: S_0 — сопротивление внутриквартальной отопительной сети; V_0 — расход воды во внутриквартальной сети; $V_с$ — расход воды из внешней сети. Напор в точке пересечения характеристик насоса и внутриквартальной сети составит

$$H = H_н^о - S_н^{пр} V_н^2 = S_о V_о^2 = S_о (V_с + V_н)^2 = S_о V_с^2 (1 + u_н)^2, \qquad (2.17)$$

где $u_н = V_н/V_с$ — коэффициент смешения насоса.

Из (2.17)

$$H_н^о/V_с^2 - S_н^{пр} u_н^2 = S_о (1 + u_н)^2 = S_о \left(1 + 2u_н + u_н^2\right).$$

Отсюда, обозначив $\dfrac{S_0}{S_0 + S_н^{пр}} = \overline{S}_0$, получим

$$u_н = -\overline{S}_о + \sqrt{\overline{S}_о^2 - \overline{S}_о + \frac{H_н^о}{\left(S_о + S_н^{пр}\right) V_с^2}}. \qquad (2.18)$$

Как видно из (2.18), при насосном смешении и отсутствии какого-либо регулирования коэффициент смешения $u_н$ зависит от расхода сетевой воды на систему отопления $V_с$. Этим насосное смешение отличается от элеваторного, при котором, как следует из приведенных выше уравнений, коэффициент смешения не зависит от расхода сетевой воды.

На рис. 2.11 представлено сопоставление расчетной зависимости коэффициента смешения u от расхода сетевой воды V_c по формуле (2.18) с результатами испытаний. Испытания проводились на групповой тепловой подстанции, где был установлен смесительный насос типа К-160/20 (6К-12). Для этого насоса $H_н^0 = 25{,}2$ м; $S_н = 2 \cdot 10^{-4}$ м·ч²/м⁶. Вода после смесительного насоса поступала во внутриквартальную сеть, к которой были непосредственно без водоструйных элеваторов присоединены системы отопления домов по схеме рис. 2.6, *б*. Определенное по результатам измерений сопротивление внутриквартальной сети $S_о = 2{,}05 \cdot 10^{-4}$ м·ч²/м⁶.

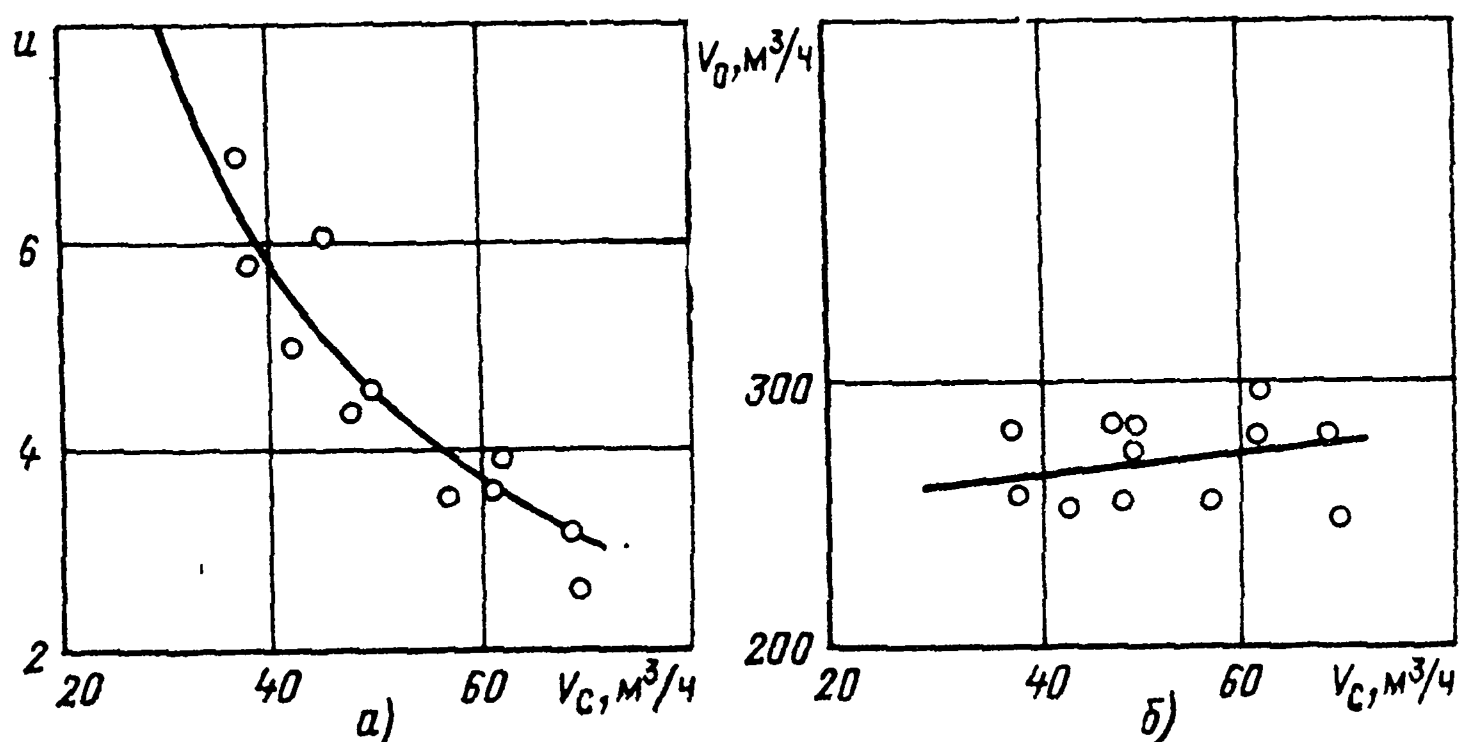


Рис. 2.11. Результаты испытаний насоса смешения на групповой тепловой подстанции:

а — зависимость коэффициента смешения от расхода воды из внешней сети; *б* — зависимость расхода воды во внутриквартальной сети от расхода воды из внешней сети

Как видно из рис. 2.11, расчетная зависимость u от V_c близка к результатам испытаний. При изменении расхода сетевой воды V_c от 70 до 40 м³/ч³ коэффициент смешения изменялся соответственно от 3 до 6. Расход воды во внутриквартальной сети

$$V_о = V_c + V_н = V_c\,(1 + u_н) = V_c\left[1 - \overline{S}_о + \sqrt{\overline{S}_о^2 - \overline{S}_о + \frac{H_н^о}{\left(S_о + S_н^{пр}\right) V_c^2}}\,\right]. \tag{2.19}$$

При остановке насоса смешения

$$(S_н = \infty),\ V_о = V_c.$$

При прекращении циркуляции во внешней сети $V_c = 0$, $V_0 = \sqrt{H_н^0/(S_о + S_н^{пр})}$.

Рассмотрим изменение расхода во внутриквартальной сети при изменении расхода воды из внешней сети V_c и отсутствии регулирования насоса смешения ($S_н = \mathrm{const}$).

На рис. 2.11, *б* представлено сопоставление результатов расчета по формуле (2.19) с результатами испытаний. При изменении расхода сетевой воды от 40 до 70 м³/ч расход воды во внутриквартальной сети практически не изменился ($V_о = 260 \div 280$ м³/ч).

На рис. 2.12 представлены соответствующие зависимости, рассчитанные для трех ГТП, параметры которых указаны на рисунке. Характеристики насосов приняты по табл. 2.6. Сопротивления внутриквартальной сети опреде-

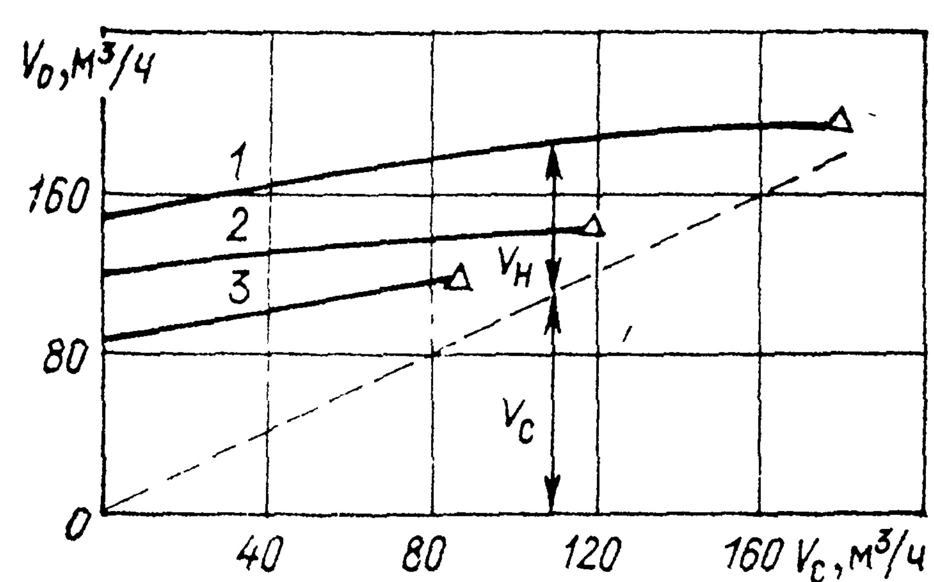


Рис. 2.12. Гидравлические характеристики ГТП при работе насосов смешения

Параметр	№ кривой		
	1	2	3
Тип насоса	К90/35 (4К-12)	К90/35 (4К-12)	К20/30 (3К-6а)
Расчетный расход сетевой воды, м³/ч	180	120	86,4
Расчетная потеря напора во внутриквартальной сети, м	35	30	25
Сопротивление внутриквартальной сети, м·ч²/м⁶	$10,8\times10^{-4}$	$20,6\times10^{-4}$	$33,4\times10^{-4}$

Насос смешения не регулируется; Δ — расчетный расход воды на внешней сети

лены по указанным на рис. 2.10 расчетным расходам и потерям напора, определенным по проектным данным для ГТП 1,2,3 соответственно 35, 30 и 25 м.

Как видно из рис. 2.12, изменение расхода воды из внешней тепловой сети в широких пределах очень мало отражается на расходе воды во внутриквартальной сети. Так, для ГТП 1 снижение расхода воды из внешней сети

Таблица **2.9. Основные данные секционных водо-водяных**

Параметр подогревателя	Обозначение подогревателя				
	02	04	06	08	10
Диаметр корпуса $D_н/D_в$, мм/мм	57/50	76/69	89/82	114/106	168/156
Диаметр трубок $d_н/d_в$, мм/мм	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14
Число трубок в одной секции n, шт.	4	7	12	19	37
Шаг трубок S, мм	21	21	21	21	21
Поверхность нагрева одной секции F, м²	0,75	1,31	2,24	3,54	6,90
Площадь сечения трубок, $f_{тр}$, м²	$0,62\cdot10^{-3}$	$1,08\cdot10^{-3}$	$1,85\cdot10^{-3}$	$2,93\cdot10^{-3}$	$5,70\cdot10^{-3}$
Площадь сечения межтрубного пространства, $f_{мт}$, м²	$1,16\cdot10^{-3}$	$2,33\cdot10^{-3}$	$2,87\cdot10^{-3}$	$5,00\cdot10^{-3}$	$12,20\cdot10^{-3}$
Отношение площади живого сечения межтрубного пространства к площади живого сечения внутри трубок $f_{мт}/f_{тр}$	1,87	2,13	1,55	1,7	2,14
Эквивалентный диаметр межтрубного пространства $d_э$, м	0,013	0,0164	0,0134	0,0155	0,0207
Сопротивление трубок, $S_{тр}$, м·ч²/м⁶	$106,4\cdot10^{-3}$	$35,1\cdot10^{-3}$	$11,9\cdot10^{-3}$	$4,8\cdot10^{-3}$	$1,26\cdot10^{-3}$
Сопротивление межтрубного пространства $S_{мт}$, м·ч²/м⁶	$63,1\cdot10^{-3}$	$15,63\cdot10^{-3}$	$10,3\cdot10^{-3}$	$3,4\cdot10^{-3}$	$0,57\cdot10^{-3}$
Масса, кг:					
одной секции	45,2	61,6	80,4	114,0	207,0
удельная на 1 м²	60,3	47,0	35,8	32,2	30,0
Стоимость, руб:					
одной секции	34	45	64	90	165
1 м²	45,3	34,3	28,6	25,4	23,9

* Водо-водяные подогреватели по ОСТ-34-588-68 выпускаются заводом Сантехоборудования.

от 180 до 40 м³/ч, т. е. в 4,5 раза, приводит к снижению расхода воды во внутриквартальной сети от 190 до 165 м³/ч, т. е. всего на 12 %.

Приведенные формулы и выводы справедливы и при работе насосов смешения в условиях схем, изображенных на рис. 2.6, *а* и *в*.

2.3.4. СЕКЦИОННЫЕ ВОДО-ВОДЯНЫЕ ПОДОГРЕВАТЕЛИ

Применяемые в абонентских установках в основном в системах горячего водоснабжения секционные водо-водяные подогреватели стандартизованы. Основные данные по этим подогревателям приведены в табл. 2.9.

Проведенные ВТИ испытания секционных подогревателей диаметрами 100, 150, 200, 250 и 300 мм показали, что потери напора, м, в трубном $\Delta h_т$ и межтрубном $\Delta h_{мт}$ пространствах одной секции длиной 4 м, включая и переходные патрубки, выражаются следующими формулами, действительными для всех типов подогревателей [49]:

$$\Delta h_т = 0,53 w_т^2; \qquad (2.20а)$$

$$\Delta h_{мт} = 1,1 w_{мт}^2, \qquad (2.20б)$$

где $w_т$ и $w_{мт}$ — скорости воды в трубках и межтрубном пространстве, м/с.

подогревателей (длина 4 м) по ОСТ-34-588-68

по ОСТ-34-588-68

12	14	16	18	20	22
219/207	273/259	325/309	377/359	426/408	530/
16/14	16/14	16/14	16/14	16/14	16/14
64	109	151	216	283	450
—	22	22	—	—	—
12,0	20,3	28,0	40,1	52,5	83,4
$9,85\cdot10^{-3}$	$16,79\cdot10^{-3}$	$23,25\cdot10^{-3}$	$33,25\cdot10^{-3}$	$43,56\cdot10^{-3}$	$69,27\cdot10^{-3}$
$20,79\cdot10^{-3}$	$30,77\cdot10^{-3}$	$44,64\cdot10^{-3}$	$57,81\cdot10^{-3}$	$71,91\cdot10^{-3}$	$115,44\cdot10^{-3}$
2,11	1,86	1,84	1,79	1,65	1,66
0,0215	0,0196	0,0208	0,0193	0,0186	
$0,42\cdot10^{-3}$	$0,14\cdot10^{-3}$	$0,07\cdot10^{-3}$	$0,04\cdot10^{-3}$	$0,02\cdot10^{-3}$	
$0,196\cdot10^{-3}$	$0,09\cdot10^{-3}$	$0,04\cdot10^{-3}$	$0,02\cdot10^{-3}$	$0,01\cdot10^{-3}$	
322,0	487,0	663,0	901,0	1138,0	1561,0
26,8	24,0	23,7	22,5	21,7	18,7
285	420	570	901	1138	1561
23,7	20,7	20,4	22,5	21,7	18,7

Отсюда сопротивления трубного и межтрубного пространства подогревателей, м·ч²/м⁶,

$$S_{\text{т}} = \frac{\Delta h_{\text{т}}}{V_{\text{т}}^2} = \frac{0,53}{f_{\text{т}}^2\,3600^2}; \qquad (2.21\text{а})$$

$$S_{\text{мт}} = \frac{\Delta h_{\text{мт}}}{V_{\text{мт}}^2} = \frac{1,1}{f_{\text{мт}}^2 \cdot 3600^2}, \qquad (2.21\text{б})$$

где $V_{\text{т}}$, $V_{\text{мт}}$, $f_{\text{т}}$, $f_{\text{мт}}$ — объемные расходы воды, м³/ч, и сечения соответственно трубок и межтрубного пространства, м². Определенные по этим формулам значения $S_{\text{т}}$ и $S_{\text{мт}}$ приведены в табл. 2.9. Для многосекционного подогревателя $S = Sz$, где z — число последовательно включенных секций.

2.3.5. ПЛАСТИНЧАТЫЕ ТЕПЛООБМЕННИКИ

В последнее время в системах теплоснабжения начали применяться теплообменники нового типа, существенно отличающиеся от рассмотренных в предыдущем пункте и повсеместно применяемых кожухотрубчатых теплообменников. Это пластинчатые теплообменники, применяемые в химической и пищевой отраслях промышленности. Серийное производство пластинчатых теплообменников по ГОСТ 15518-78 [66] организовано на Павлоградском заводе химического машиностроения. Головной организацией — разработчиком этих аппаратов — является Укрниихиммаш, которым разработаны основы конструирования и расчета пластинчатых теплообменников [3,42]. Пластинчатые теплообменники получили широкое распространение за рубежом [38б]. Наиболее известная фирма — производитель этих теплообменников — Альфа — Лаваль (Швеция).

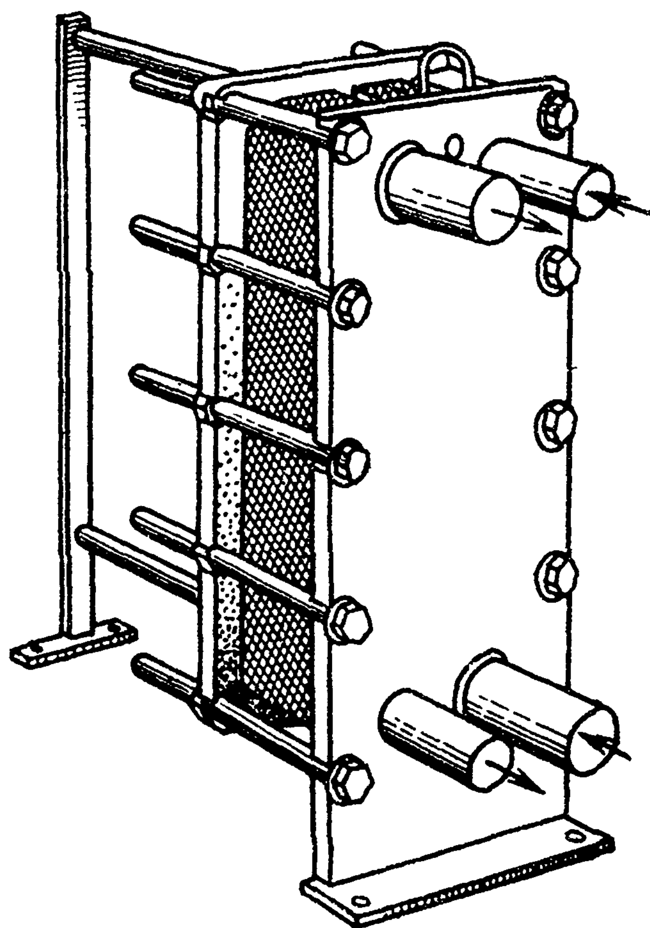


Рис. 2.13. Внешний вид пластинчатого теплообменника

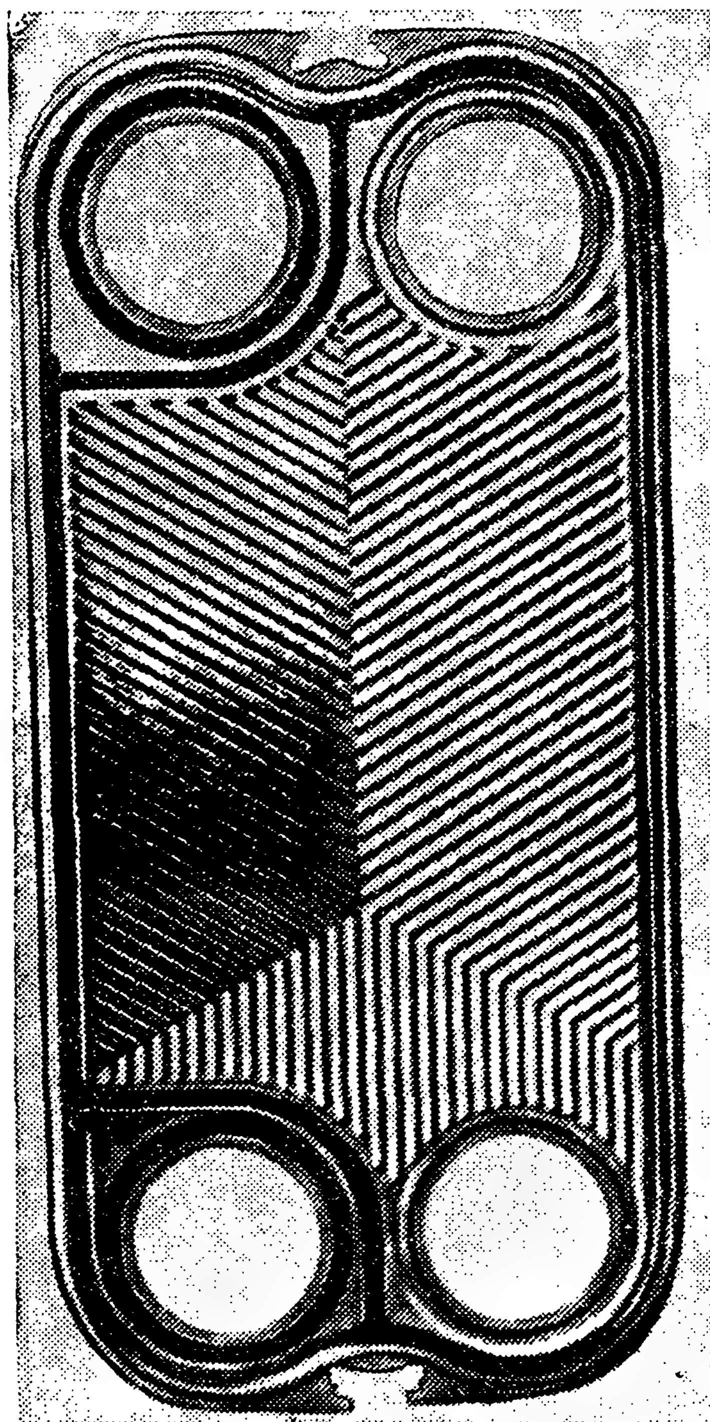


Рис. 2.14. Внешний вид пластины 0,5 м² (сдвоенная)

Поскольку применение пластинчатых теплообменников в системах теплоснабжения только начинается, остановимся на них более подробно. Пластинчатые теплообменники (рис. 2.13) представляют собой аппараты, поверхность теплообмена которых образована тонкими штампованными теплопередающими пластинами с гофрированной поверхностью (рис. 2.14). Теплообменники выпускаются в трех модификациях: разборные, полуразборные (со сдвоенными пластинами) и сварные. У разборных теплообмен-

ников пластины разделены резиновыми прокладками; у полуразборных они сварены попарно (сдвоены) и доступ к поверхности теплообмена возможен только со стороны хода одной из рабочих сред; у сварных соединения всех пластин сварные.

Уплотнительные прокладки из специальной термостойкой резины закреплены в пазу по контуру пластин. Пластины устанавливаются на раму теплообменника, которая состоит из несущих штанг, неподвижной и нажимной плит с зажимным устройством. Нажимная плита и пластины на скобах подвешены к верхней штанге и могут перемещаться по ней. На плитах имеются штуцера для присоединения трубопроводов. Группа пластин, образующих систему каналов, в которых рабочая среда движется в одном направлении, составляет пакет. Понятие «пакет» в пластинчатом теплообменнике соответствует понятию «ход» в кожухотрубном теплообменнике. Один или несколько пакетов, сжатых между неподвижной и нажимной плитами, образуют секцию. Пластины располагают в пакете одна относительно другой под углом 180°, причем все резиновые прокладки обращены в сторону нажимной плиты. В каждой пластине по углам имеются четыре отверстия для прохода рабочих сред. Промежуточные и концевые пластины могут иметь одно, два или три отверстия, количество которых определяют в соответствии со схемой компоновки пластин в теплообменнике. При определенной компоновке пластинчатых разборных теплообменников можно получить оптимальное количество каналов в пакете и пакетов в секции для каждой рабочей среды. Компоновку готового теплообменника можно изменять в соответствии с конкретным расходом каждой рабочей среды, допустимой потерей напора и заданным тепловым режимом. Тем самым характеристику теплообменника можно приблизить к оптимальной для реальных условий эксплуатации.

Наиболее широко применяемыми и перспективными для использования в системах теплоснабжения являются разборные теплообменники с пластинами поверхностью 0,3 и 0,6 м², а также со сдвоенными пластинами 0,5 м². Техническая характеристика этих пластин приведена ниже:

Техническая характеристика пластин

Тип пластины	0,3	0,6	0,5
Габаритные размеры (длина × ширина × толщина), мм	1370×300×1	1375×600×1	1400×670×1
Поверхность теплообмена, м²	0,3	0,6	0,5
Масса, кг	3,2	5,8	6,0
Эквивалентный диаметр канала, м	0,008	0,0083	0,09
Площадь поперечного сечения канала, м²	0,0011	0,00245	0,00285
Смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м	0,55	1,188	1,27
Ширина канала, мм	250	545	570
Зазор для прохода рабочей среды в канале, мм	4	4,5	5
Приведенная длина канала, м	1,12	1,010	0,8
Площадь поперечного сечения коллектора (угловое отверстие на пластине), м²	0,0045	0,0243	0,0283
Наибольший диаметр условного прохода присоединяемого штуцера, мм	65	200	200
Коэффициент общего гидравлического сопротивления ξ	$\frac{19,3}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$	$\frac{15}{Re^{0,25}}$
Коэффициент гидравлического сопротивления штуцера $\xi_{шт}$	1,5	1,5	1,5

Техническая характеристика разборных теплообменников, собираемых на основе пластин, приведена в табл. 2.10.

По сравнению с кожухотрубчатыми пластинчатые теплообменники имеют ряд преимуществ: компактность, отсутствие перетечек теплоносителей, легкость разборки и очистки. За счет турбулизирующих элементов на теплопередающей поверхности достигается высокий коэффициент теплопередачи. За счет выбора соответствующей компоновки (числа пластин, числа ходов) могут быть обеспечены примерно одинаковые скорости и соответственно коэффициенты теплоотдачи обоих теплоносителей. При выборе теплообменника в основу его расчета положен принцип полного использования всего располагаемого напора обоих теплоносителей для получения максимальной скорости теплоносителей, а соответственно и коэффициента теплопередачи. Потеря напора ΔH, м, в пластинчатом теплообменнике определяется по формуле [3,42]

$$\Delta H = \xi \frac{L_{пр}}{d_э} \frac{w^2}{2g} x \cdot 10^{-4}, \qquad (2.22)$$

Таблица 2.10. **Техническая характеристика и основные параметры пластинчатых теплообменных аппаратов**

Тип пластины	0,3	0,6	0,5
Тип аппарата	Разборный	Разборный	Полуразборный (со сдвоенными пластинами)
Расход теплоносителя (не более), м³/ч	50	200	200
Номинальная площадь поверхности теплообмена аппарата, м², и исполнение:			
На консольной раме	От 3 до 10	От 10 до 25	—
На двухопорной раме	От 12,5 до 20	От 31,5 до 160	От 31,5 до 140
На трехопорной раме с промежуточной плитой	—	От 200 до 300	От 160 до 320
Расчетное давление, МПа (кгс/см²)	1(10)	1(10)	1,6(16); 2,5(25)

где ξ — коэффициент общего гидравлического сопротивления, значения которого указаны выше; $L_{пр}$ — приведенная длина пластины (см. техническую характеристику); $d_э$ — эквивалентный диаметр канала; w — скорость теплоносителя, м/с; x — число ходов теплоносителя в аппарате.

Величина Re определяется при $d_э$, также приведенном в технической характеристике пластин.

Если скорость воды $w_{шт}$ в штуцерах аппарата превышает 2,5 м/с, должны дополнительно учитываться потери напора в штуцерах $\Delta H_{шт}$, м, по формуле

$$\Delta H_{шт} = \xi_{шт} \frac{w_{шт}^2}{2g} 10^{-4}, \qquad (2.23)$$

где $\xi_{шт}$ — коэффициент местного гидравлического сопротивления одного штуцера; значения $\xi_{шт}$ указаны в технической характеристике.

Формулы применимы при значениях $Re = (5 \div 300) \cdot 10^3$. Коэффициенты в формуле для определения ξ даны для размеров межпластинного канала при максимальном сжатии резиновых прокладок.

По данным Укрниихиммаш точность определения общего гидравлического сопротивления аппарата ± 14 %.

По приведенным формулам может быть определено сопротивление пластинчатого теплообменника:

$$S = (\Delta H + 2\Delta H_{шт}) / V^2. \qquad (2.24)$$

2.4. РЕГУЛИРУЮЩИЕ КЛАПАНЫ

В тепловых сетях часто устанавливаются регуляторы давления, обычно на насосных подстанциях, а в абонентских теплопотребляющих установках — регуляторы расхода, температуры, давления, перепада давлений.

Сопротивление регулирующих клапанов изменяется от бесконечности при полном закрытии клапана и отсутствии протечки через него до определенного минимального значения $S_р^{мин}$ при полностью открытом клапане.

В системах теплоснабжения наибольшее распространение получили регламентированные ГОСТ 11881-76 регуляторы, работающие без использования посторонней энергии. В этих регуляторах для перестановки регулирующего органа используется энергия регулируемой или регулирующей среды. Регулируемой средой называется среда, постоянство параметров которой поддерживает регулятор. Регулирующая среда — среда, с помощью которой поддерживается постоянство параметров регулируемой среды. Регулирующие клапаны характеризуются условной пропускной способностью K_v, представляющей собой расход воды плотностью 1000 кг/м³ через полностью откры-

тый регулирующий орган при перепаде давлений на нем 0,1 МПа (1 кгс/см²). Согласно РТМ 108711.02-79 массовый расход воды G, кг/ч, через регулирующую арматуру определяется по формуле

$$G = 101 K_v \sqrt{\Delta p \rho}, \tag{2.25а}$$

где Δp — потеря давления в клапане, МПа; ρ — плотность среды, кг/м³.

Объемный расход, м³/ч,

$$V = 101 K_v \sqrt{\Delta p / \rho}. \tag{2.25б}$$

По известному значению K_v может быть определено минимальное сопротивление регулирующего клапана, м·ч²/м⁶,

$$S_р^{мин} = \frac{10}{K_v^2}. \tag{2.26}$$

Для широко распространенных в системах теплоснабжения регулирующих клапанов типа РК-1 конструкции Союзтехэнерго значение K_v, м³/ч, может быть приближенно определено по эмпирической формуле

$$K_v = (d_у/10)^2, \tag{2.27}$$

где $d_у$ — диаметр условного прохода клапана, мм. Сопротивление этих клапанов, м·ч²/м⁶,

$$S_р^{мин} = \frac{10^5}{d_у^4}. \tag{2.28}$$

Для регулирующих клапанов Теплосети Мосэнерго типа РР значения $S_р^{мин}$, м·ч²/м⁶, составляют: для РР-40, РР-50, РР-80 и РР-100 соответственно 0,0525, 0,019, 0,0038 и 0,0016. Характеристики регулирующих клапанов Барнаульского котельного завода согласно Строительному каталогу «Сантехоборудование. Часть 10. Приборы и автоматические устройства» приведены ниже:

Тип клапана	6с-7-1	6с-7-2	6с-7-3	6с-7-4	6с-3-2	6с-6-4
Условное давление, кг/см²	25	25	25	25	16	25
Условный диамметр $d_у$, мм	50	100	100	150	150	250
K_v, м³/ч	54,5	215	151	423	317	725
$S_р^{мин}$, м·ч²/м⁶	$34,3 \cdot 10^{-4}$	$2,16 \cdot 10^{-4}$	$4,38 \cdot 10^{-4}$	$0,56 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$0,19 \cdot 10^{-4}$

Согласно тому же каталогу характеристики регулирующих клапанов с электрическим исполнительным механизмом типа 25ч931нж на условное давление 1,6 МПа (16 кгс/см²) завода «Красный Профинтерн» (г.Гусь-Хрустальный) представлены ниже:

d_y, мм	15	20	25	40	50	80
K_v, м³/ч	4	6,5	10,0	25,0	40,0	100,0
$S_р^{мин}$, м·ч²/м⁶	0,625	0,24	0,1	0,016	$0,625 \cdot 10^{-2}$	10^{-3}

Глава третья

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ АБОНЕНТСКИХ УСТАНОВОК

3.1. ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКИЕ ГРАФИКИ

Под гидравлическим режимом теплофикационной системы понимается взаимосвязь между расходами и давлениями воды во всех точках системы в данный момент времени. При рассматриваемых в настоящей работе стационарных режимах эти параметры являются неизменными во времени.

Гидравлический режим определяется характеристиками основных элементов, образующих теплофикационную систему. Такими элементами являются насосно-подогревательная установка и трубопроводы источника теплоснабжения, тепловая сеть с насосными и дроссельными станциями, расположенными на трассе, абонентские теплопотреблящие установки. Эти элементы можно разделить на активные (насосы), в ко-

торых давление воды повышается за счет подвода механической энергии извне, и пассивные (все остальные элементы), в которых давление воды снижается из-за потерь на трение.

При анализе гидравлических режимов систем теплоснабжения наряду с давлением применяется и другая единица гидравлического потенциала — напор. Напор выражается в линейных единицах (обычно метрах) столба жидкости, протекающей по трубопроводу.

Напор H, м, и давление p связаны следующей зависимостью:

$$H = p/\rho g, \tag{3.1}$$

где p — давление, Па (Н/м²); ρ — плотность, кг/м³; g = 9,8 м/с².

На рис. 3.1 представлена принципиальная схема сети, а также изображен примерный пьезометрический график с основными обозначениями. На пьезометрическом графике в масштабе нанесены рельеф местности, высоты отопительных систем присоеди-

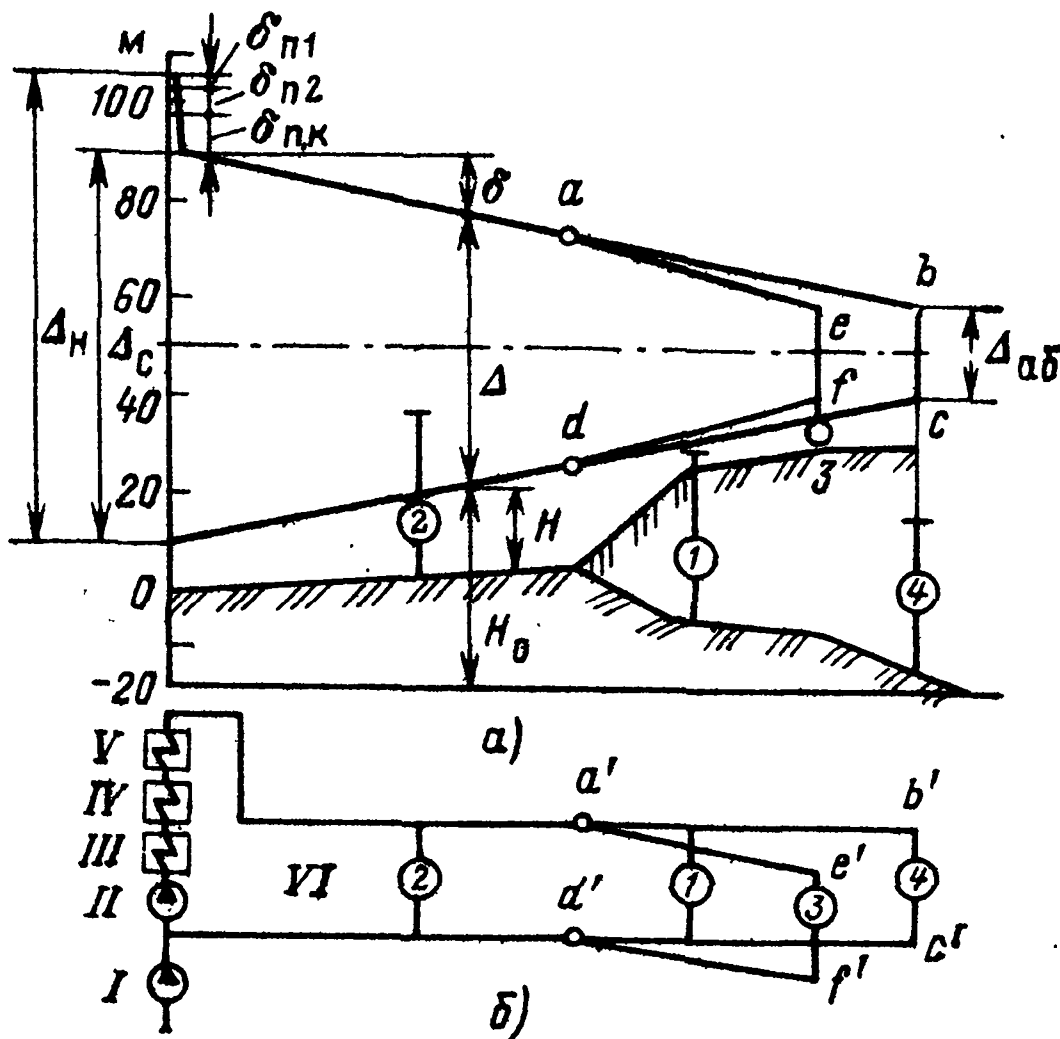


Рис. 3.1. Примерный пьезометрический график (*а*) и принципиальная схема теплофикационной системы (*б*):

а — $\Delta_н$ — напор, создаваемый насосом; $\delta_{п1}$, $\delta_{п2}$, $\delta_{п.к}$ — потери напора в I и II ступенях подогрева и в пиковом теплофикационном котле; $\Delta_с$ — располагаемый напор в сети на выводах станции; δ — потери напора в сети; Δ — располагаемый напор в произвольной точке сети; $\Delta_{аб}$ — располагаемый напор у произвольного абонента; H_0 — полный (отсчитанный от одного уровня) напор; H — пьезометрический (отсчитанный от отметки поверхности земли) напор в сети или у абонента; *б* — I подпиточный насос; *II* — сетевой насос; *III* — I ступень подогрева сетевой воды; *IV* — II ступень подогрева; *V* — пиковый теплофикационный котел; *VI* — двухтрубная тепловая сеть; *1—4* — абонентские теплопотребляющие установки

ненных зданий, значения полного H_0 и пьезометрического H напоров во всех точках системы. Вместе со схемой, на которой указаны расходы воды, пьезометрический график полностью определяет гидравлический режим тепловой сети.

Для расчета и анализа гидравлических режимов тепловых сетей существенное значение имеют не только рассмотренные во второй главе гидравлические характеристики отдельных элементов оборудования абонентских теплопотребляющих установок, но и гидравлическая характеристика тепловой подстанции в целом. Эта характеристика определяется как характеристиками отдельных элементов, так и схемой их соединения, установленными авторегуляторами, их настройкой и т. д.

Ниже рассматриваются гидравлические характеристики и гидравлические режимы теплового пункта в целом при различных схемах присоединения установок отопления и горячего водоснабжения и установленных авторегуляторах.

3.2. УСТАНОВКИ С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ И ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ СМЕШАННОЙ СХЕМАМИ ВКЛЮЧЕНИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

При параллельной и смешанной схемах система отопления и подогреватель горячего водоснабжения [в смешанной схеме (рис. 3.2) только вторая ступень] включены параллельно. Подогреватель горячего водоснабжения, как правило, оснащен регулятором температуры (РТ). Сопротивление РТ автоматически изменяется таким образом, чтобы расход сетевой воды через подогреватель горячего водоснабжения $V_г$ обеспечил нагрев водопроводной во-

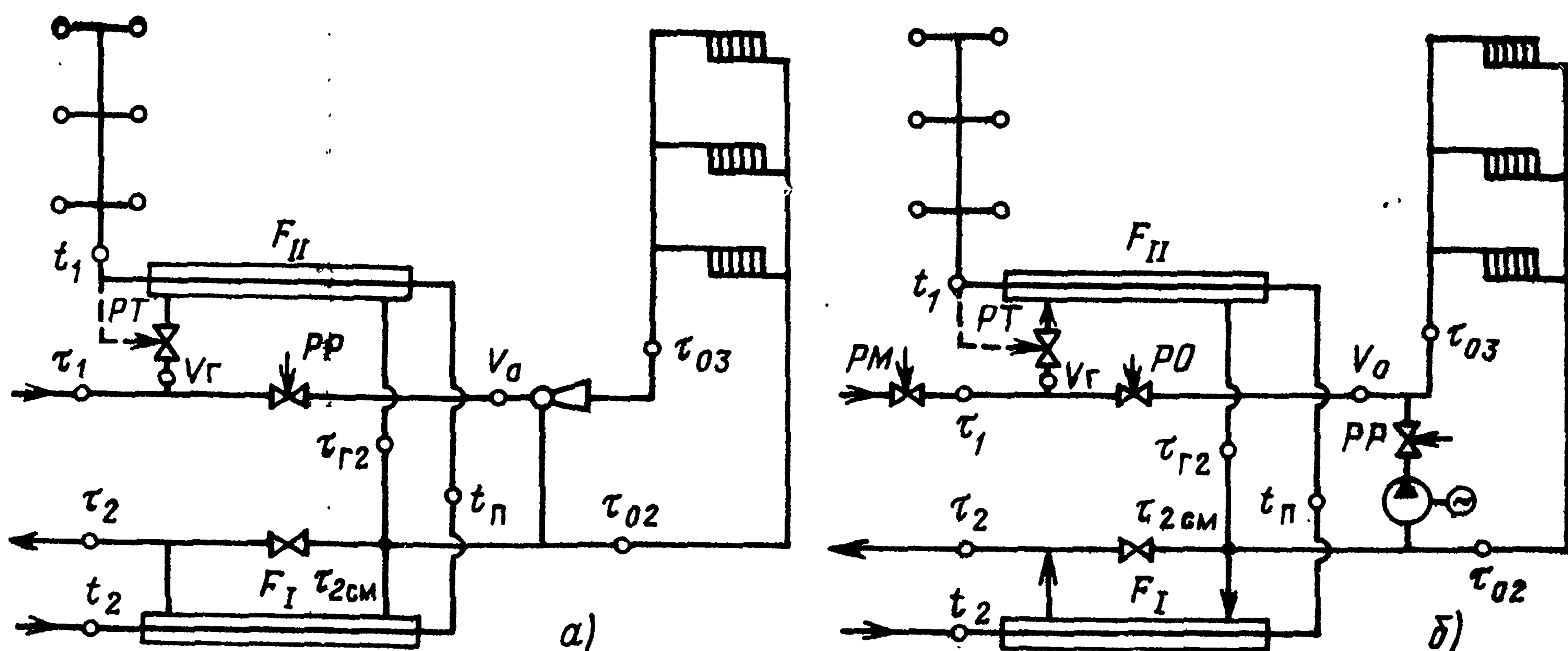


Рис. 3.2. Схемы тепловых подстанций со смешанной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения

ды, поступающей в местную систему горячего водоснабжения, до требуемой температуры (обычно 60 °С) при всех нагрузках горячего водоснабжения и температурах сетевой воды.

3.2.1. УСТАНОВКИ С РЕГУЛИРУЕМЫМ РАСХОДОМ ВОДЫ НА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

В этих установках перед элеватором отопительной системы установлен регулятор расхода (РР) (рис. 3.2, *а*), обеспечивающий расчетный расход сетевой воды на систему отопления V_{op} при располагаемом напоре в сети $\Delta > \Delta^{\text{мин}}$. Суммарный расход сетевой воды, равный сумме расходов воды на отопление и горячее водоснабжение, $V = V_{\text{o.p}} + V_{\text{г}}$ в этих условиях не зависит от располагаемого напора в сети. При $\Delta \leqslant \Delta^{\text{мин}}$ регулятор расхода перед отопительной системой оказывается полностью открытым, его сопротивление $S_{\text{р.р}} = S_{\text{р.р}}^{\text{мин}}$ и расход воды через систему отопления определяются суммарным сопротивлением $S_0 + S_{\text{р,р}}^{\text{мин}}$, где S_{o} — сопротивление отопительной системы (элеватора). При этом гидравлическая характеристика ввода такая же, как и при отсутствии РР перед системой отопления.

Снижение располагаемого напора на вводе может привести к тому, что при больших расходах воды на горячее водоснабжение окажется полностою открытым не только РР, но и РТ ($S_{\text{рт}} = S_{\text{р.т}}^{\text{мин}}$). Расход воды через подогреватель горячего водоснабжения при этом определяется суммарным сопротивлением $S_{\text{п}} + S_{\text{р.т}}^{\text{мин}}$, где $S_{\text{п}}$ — сопротивление подогревателя горячего водоснабжения, включенного параллельно отопительной системе. Этот расход воды равен

$$V_{\text{г}} = \sqrt{\frac{\Delta_0 + \Delta_{\text{р.р}}^{\text{мин}}}{S_{\text{п}} + S_{\text{р.т}}^{\text{мин}}}}, \tag{3.2}$$

где Δ_0 и $\Delta_{\text{р.р}}^{\text{мин}}$ — потери напора в отопительной системе и полностью открытом регуляторе расхода.

В сети с регуляторами расхода перед отопительными установками расход воды равен сумме расходов воды на отопление и горячее водоснабжение у всех абонентов: $V = \Sigma V_{\text{o.p}} + \Sigma V_{\text{г}}$. Увеличение расхода воды на горячее водоснабжение приводит к снижению располагаемых напоров в сети, что, однако, благодаря регуляторам расхода не отражается на расходе воды в системах отопления. Если сеть не рассчитана на пропуск максимального

расхода воды или по ней пропускается дополнительный транзитный расход, то располагаемые напоры у удаленных от станции абонентов снижаются ниже $\Delta^{мин}$, регуляторы расхода у этих абонентов полностью открываются и расходы воды на отопление снижаются. При этом сеть можно считать состоящей из двух зон: ближней с постоянными расходами воды на системы отопления ($V_0 = V_{о.р} = \text{const}$) и удалённой с постоянными сопротивлениями систем отопления ($S = S_0 + S_{р.р}^{мин} = \text{const}$). Если при этом полностью открыты и регуляторы температуры, то дальняя зона представляет собой часть сети с постоянным сопротивлением. Граница между зонами не является фиксированной. Она приближается к станции по мере увеличения расхода воды в сети и отдаляется от нее при сокращении расхода воды. Различие гидравлических характеристик абонентов в обеих зонах существенно влияет на методы расчета гидравлических режимов таких сетей.

3.2.2. УСТАНОВКИ С ОГРАНИЧЕНИЕМ МАКСИМАЛЬНОГО РАСХОДА ВОДЫ

В последнее время в автоматизированных установках со смешанной схемой предлагается ограничивать расход сетевой воды на тепловую подстанцию значением $V^{макс}$, которое может быть больше расчетного расхода воды на отопление или равно ему ($V^{макс} \geqslant V_{о.р}$). Для этого применяют ограничитель РМ (рис. 3.2, *б*).

Если $V^{макс} = V_{о.р}$, то на вводе устанавливаются только РТ и РМ. Расход воды на отопление V_0 зависит в этом случае от расхода воды $V_г$ на горячее водоснабжение: $V_0 = V^{макс} - V_г$.

Поскольку значительное снижение расхода воды V_0 при зависимом присоединении систем отопления недопустимо, эта схема требует применения насосного смешения (рис. 3.2, *б*), при котором в системах отопления поддерживается стабильный расход воды. Максимальный расход воды на вторую ступень при этом составляет

$$V_г^{макс} = \sqrt{\Delta_{о.р}/\left(S_п^{II} + S_{р.т}^{мин}\right)}, \tag{3.3}$$

где $\Delta_{о.р}$ — располагаемый напор в системе отопления (в начале квартальной сети отопления), равный напору насоса смешения, в случае, когда $V_г = V^{макс}$, $V_0 = 0$ и в систему отопления поступает вода только после насоса смешения. При $V_г > V^{макс}$ во вторую ступень подогревателя горячего водоснабжения поступает вся вода из сети, а также часть воды после насоса смешения, равная $V_г - V^{макс}$. При независимом присоединении систем отопления, когда насос смешения отсутствует, увеличение расхода сетевой воды на подогреватель горячего водоснабжения приведет к тому, что ограничитель расхода будет закрываться, чтобы поддержать заданный расход при уменьшающемся сопротивлении ввода. Будет снижаться располагаемый напор после ограничителя, который достигнет минимального значения при полном открытии РТ. При этом максимальный расход воды на подогреватель горячего водоснабжения $V_г^{макс}$ и минимальный на подогреватель отопления $V_о^{мин}$ определятся следующими выражениями:

$$V_г^{макс} = V^{макс} - V_о^{мин} = V^{макс} \frac{1}{\sqrt{\dfrac{S_п^{II} + S_{рт}^{мин}}{S_{о.п}} + 1}}, \tag{3.4а}$$

$$V_о^{мин} = V^{макс} \frac{1}{\sqrt{\dfrac{S_{о.п}}{S_п^{II} + S_{р.т}^{мин}} + 1}}, \tag{3.4б}$$

где $S_{о.п}$ — сопротивление отопительного подогревателя с подводящими и отводящими трубопроводами сетевой воды между точками врезки труб подогревателя второй ступени.

Если максимальный расход, на который установлен ограничитель, превышает расчетный расход на отопление ($V^{макс} > V_{о.р}$), то при наличии регулятора отопления (РО) увеличение расхода сетевой воды на подогреватель горячего водоснабжения не приведет к изменению расхода воды на отопление, пока $V_г \leqslant (V^{макс} - V_{о.р})$. Когда значение $V_г$ превзойдет указанное, регулятор будет открыт полностью и расход сетевой воды на отопление будет сокращаться по мере роста $V_г$. При этом максимальный расход воды на подогреватель горячего водоснабжения будет больше определенных по формулам (3.3) или (3.4а) на величину $(V^{макс} - V_{о.р})$.

3.2.3. УСТАНОВКИ С НЕРЕГУЛИРУЕМЫМ РАСХОДОМ ВОДЫ НА СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Рассмотрим более распространенный вариант, когда регуляторы или ограничители расхода на тепловой подстанции отсутствуют (рис. 3.3). При расчетном режиме (расход воды на горячее водоснабжение отсутствует) располагаемый напор на вводе обозначим $\Delta_р$, расход на отопление $V_{о.р}$; при наличии расхода на горячее водоснабжение $V_г$ располагаемый напор на вводе Δ, расход на отопление $V_о$; сопротивления подающего и обратного ответвлений S' и S'', отопительной системы $S_о$. Сопротивление S'' в смешанной схеме

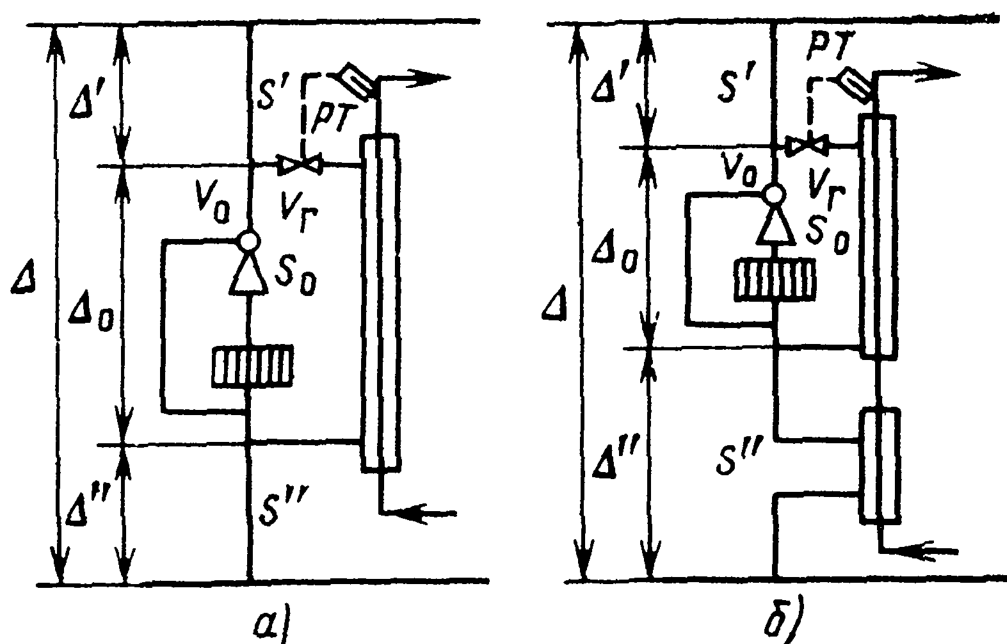


Рис. 3.3. Гидравлические сопротивления S, потери напора Δ, расходы V у абонентов с параллельной (*а*) и смешанной (*б*) схемами включения подогревателей горячего водоснабжения

включает сопротивление первой ступени подогревателя (рис. 3.3). Относительные расходы: на отопление $V_о/V_{о.р} = \varphi$, на горячее водоснабжение $V_г/V_{о.р} = n$; относительный напор $\Delta/\Delta_р = \alpha$. Относительные сопротивления:

$$\frac{S'}{S'+S_о+S''} = \bar{S}'; \quad \frac{S_о}{S'+S_о+S''} = \bar{S}_о; \quad \frac{S''}{S'+S_о+S''} = \bar{S}'';$$

$$\bar{S}' + \bar{S}_о + \bar{S}'' = 1.$$

При расчетном режиме

$$\Delta_р = (S' + S_о + S'')(V_{о.р})^2. \tag{3.5}$$

При расходе воды на горячее водоснабжение

$$\Delta = S'(V_о + V_г)^2 + S_о V_о^2 + S''(V_о + V_г)^2. \tag{3.6}$$

Разделив уравнение (3.6) на (3.5), с учетом принятых обозначений получим

$$\bar{S}'(\varphi + n)^2 + \bar{S}_о \varphi^2 + \bar{S}''(\varphi + n)^2 = \alpha; \tag{3.7а}$$

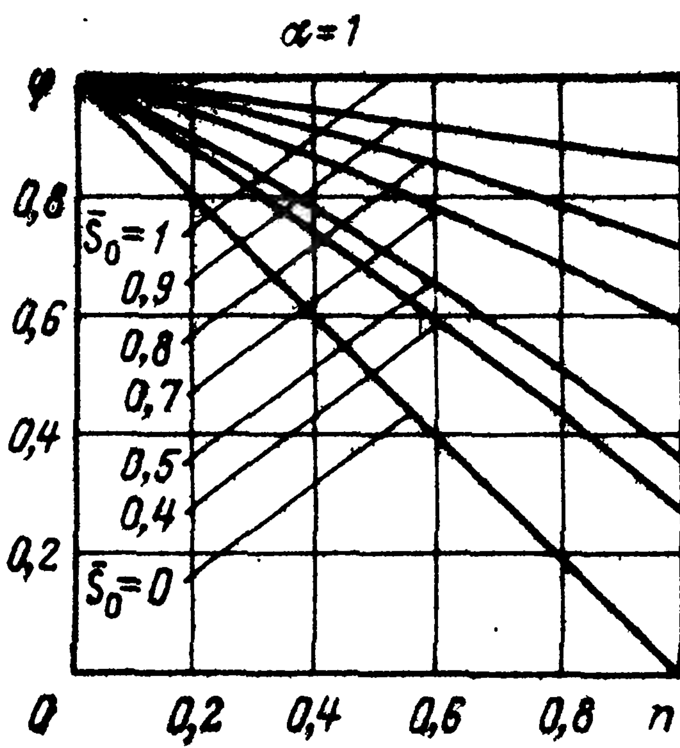


Рис. 3.4. Зависимость относительных расходов воды на систему отопления φ от расхода сетевой воды на горячее водоснабжение n при различных относительных сопротивлениях отопительных установок S_0

отсюда

$$\varphi/n = -(\bar{S}' + \bar{S}'') + \sqrt{(\bar{S}' + \bar{S}'')^2 - (\bar{S}' + \bar{S}'') + \alpha/n^2}. \qquad (3.8а)$$

Это уравнение показывает, в частности, что относительный расход воды на отопление не зависит от сопротивлений каждого из ответвлений в отдельности, а зависит от их суммы

$$\bar{S}' + \bar{S}'' = 1 - \bar{S}_0.$$

Уравнение (3.8а) может быть записано в виде

$$\varphi/n = -(1 - \bar{S}_0) + \sqrt{(1 - \bar{S}_0)^2 - (1 - \bar{S}_0) + \alpha/n^2}. \qquad (3.8б)$$

Зависимость относительного расхода воды на отопление φ от относительного расхода сетевой воды на горячее водоснабжение n при различных значениях сопротивления отопительной системы и располагаемых напоров на вводе $\alpha = 1$ представлена на рис. 3.4.

Как видно из рис. 3.4 с увеличением расхода сетевой воды на горячее водоснабжение n уменьшается расход воды на систему отопления φ. Чем меньше относительное сопротивление отопительной системы $\bar{S}_0$, тем сильнее уменьшается φ с ростом n. В пределе при $\bar{S}_0 = 1$ $\varphi = 1 = \text{const}$ независимо от n; при $\bar{S}_0 = 0$ $\varphi = 1 - n$.

Суммарный относительный расход воды на тепловую подстанию, равный $\varphi + n$, также существенно зависит от $\bar{S}_0$: чем меньше $\bar{S}_0$, тем более стабильным оказывается суммарный расход воды. В пределе при $\bar{S}_0 = 1$ суммарный расход равен $1 + n$, при $\bar{S}_0 = 0$ суммарный расход $\varphi + n = 1$, т. е. он при всех нагрузках горячего водоснабжения равен расчетному расходу воды на отопление.

Максимальное значение n, а следовательно, и минимальное значение φ ограничены полным открытием регулятора температуры ($S_{р.т} = S_{р.т}^{мин}$). При этом

$$S_0 V_0^2 = (S_{р.т}^{мин} + S_п) V_г^2, \qquad (3.9а)$$

или

$$\bar{S}_0 \varphi_{мин}^2 = (\bar{S}_{р.т}^{мин} + \bar{S}_п) n_{макс}^2. \qquad (3.9б)$$

Отсюда

$$(\varphi/n)_{мин} = \sqrt{\frac{\bar{S}_{р.т}^{мин} + \bar{S}_п}{\bar{S}_0}}, \qquad (3.10)$$

где

$$\bar{S}_{р.т}^{мин} = \frac{S_{р.т}^{мин}}{S' + S_0 + S''}; \quad \bar{S}_п = \frac{S_п}{S' + S_0 + S''}.$$

Из уравнения (3.7а)

$$(\bar{S}' + \bar{S}'')\left(\frac{\varphi}{n} + 1\right)^2 + \bar{S}_0 \left(\frac{\varphi}{n}\right)^2 = \frac{\alpha}{n^2}. \qquad (3.7б)$$

Подставляя значение $\left(\frac{\varphi}{n}\right)_{\text{мин}}$ из (3.10), получаем

$$n_{\text{макс}} = \frac{\sqrt{a}}{(1-\overline{S}_0)\left(\sqrt{\frac{\overline{S}_{\text{р.т}}^{\text{мин}} + \overline{S}_{\text{п}}}{\overline{S}_0}} + 1\right)^2 + (\overline{S}_{\text{р.т}}^{\text{мин}} + \overline{S}_{\text{п}})}. \quad (3.11)$$

При этом из (3.10)

$$\varphi_{\text{мин}} = \frac{\sqrt{\frac{\overline{S}_{\text{р.т}}^{\text{мин}} + \overline{S}_{\text{п}}}{\overline{S}_0} a}}{(1-\overline{S}_0)\left(\sqrt{\frac{\overline{S}_{\text{р.т}}^{\text{мин}} + \overline{S}_{\text{п}}}{\overline{S}_0}} + 1\right)^2 + (\overline{S}_{\text{р.т}}^{\text{мин}} + \overline{S}_{\text{п}})}. \quad (3.12)$$

Анализ, проведенный для сети с такими абонентами [22], показал, что одинаковые значения φ у всех абонентов, т. е. пропорциональная разрегулировка отопительных систем, при которой только и возможно центральное регулирование отпуска теплоты, имеет место лишь при одинаковых у всех абонентов значениях относительных расходов воды на горячее водоснабжение n и одинаковых потерях напора в отопительных системах при расчетном режиме (при $n = 0$). Такая сеть может рассматриваться как сеть с одним эквивалентным абонентом и рассчитываться по приведенным выше формулам.

3.3. УСТАНОВКИ С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМОЙ ВКЛЮЧЕНИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Установки с последовательной схемой (рис. 3.5), как правило, оборудованы регуляторами температуры и в большинстве случаев — регуляторами расхода (рис. 3.5, *а*). Иногда при отсутствии РР вместо него устанавливается дроссельная шайба, обеспечивающая пропуск через вторую ступень подогревателя горячего водоснабжения требуемого расхода сетевой воды (рис. 3.5, *б*). Эти установки позволяют получить минимальный расчетный расход сетевой воды на покрытие заданной нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

Задачей регулятора расхода (РР) в рассматриваемой схеме является поддержание неизменного расхода сетевой воды на подстанцию не только при изменении располагаемого напора во внешней сети, но и при изменении рас

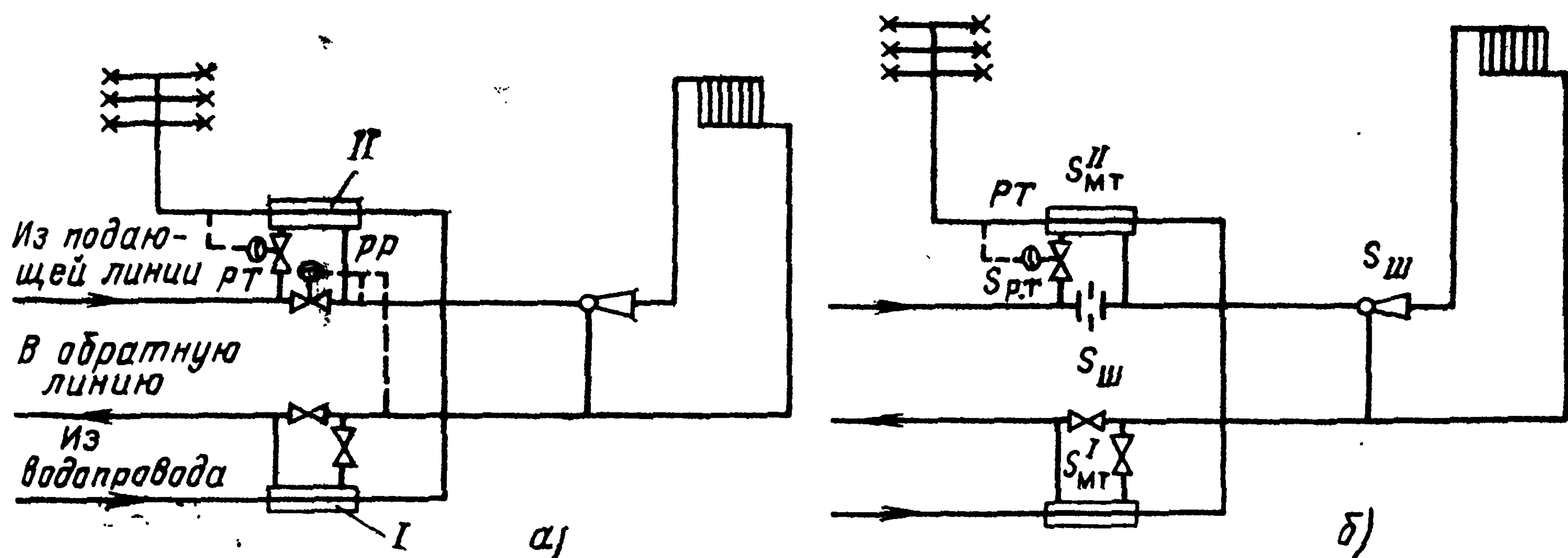


Рис. 3.5. Схема тепловой подстанции с двухступенчатой последовательной схемой подогревателей горячего водоснабжения:
а — с регулятором расхода; *б* — без регулятора расхода

хода сетевой воды на II ступень подогревателя, вызванном работой регулятора температуры (РТ). При увеличении расхода сетевой воды на II ступень через РТ V_{II} расход через РР $V_{р.р}$ уменьшается таким образом, чтобы $V_о = V_{р.р} + V_{р.т} = \text{const}$ (рис. 3.6, линия *ab'*). При полном закрытии РР $V_{р.р} = 0$ и $V_о = V_{р.т}$. Расход воды на ввод определяется при этом только работой РТ и не сохраняется неизменным (линия *b'c*, на рис. 3.6). При установке РР прямого действия суммарный расход сетевой воды при открытии РТ не сохраняется неизменным, а несколько возрастает (рис. 3,6, линия *ab*). Согласно исследованиям, проведенным лабораторией теплосети Мосэнерго, при параллельной работе РР и РТ полное закрытие РР имеет место при повышении регулируемого напора на 6—9 м. Регулируемым напором является

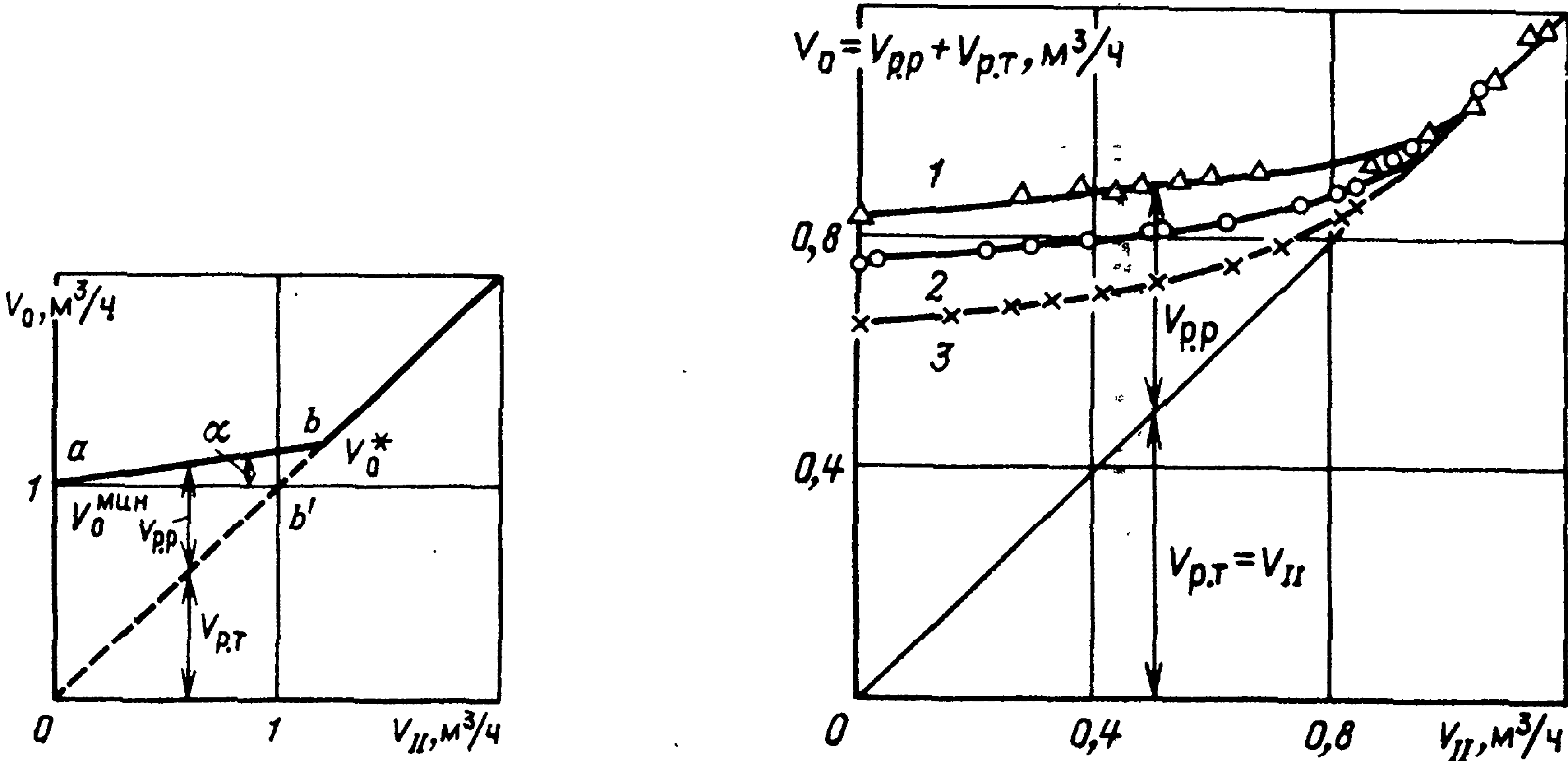


Рис. 3.6. Характеристики регуляторов температуры и расхода при их совместной работе:

$V_{II} = V_{р.т}$ — расход воды через II ступень (регулятор температуры); $V_о$, $V_{р.р}$ — расходы воды на тепловую подстанцию и через регулятор расхода

Рис. 3.7. Результаты испытаний регуляторов температуры и расхода при их совместной работе:

Δ, о, × — *потери напора в сопле элеватора соответственно 13; 10,5; 7,7 м*

обычно напор, теряемый в сопле элеватора или квартальной отопительной сети. Поэтому при полном закрытии РР потеря напора в сопле элеватора увеличивается на 6—9 м. Увеличение расхода сетевой воды при этом зависит от расчетной потери напора в сопле элеватора (при закрытом РТ):

Расчетная потеря напора в сопле элеватора, м	10	15	20	30	40	50
Увеличение расхода воды на ввод при полном закрытии РР .	1,27—1,38	1,18—1,27	1,14—1,20	1,10—1,14	1,07—1,11	1,06—1,08

На рис. 3.7 представлены гидравлические характеристики РР и РТ при их совместной работе.

Исходя из приведенных данных, зависимость расхода сетевой воды на ввод от расхода сетевой воды на II ступень подогревателя может быть приближенно выражена следующим образом:

на участке *ab* (рис. 3.6)

$$V_о = V_о^{мин} + V_{II} \operatorname{tg} \alpha; \tag{3.13а}$$

на участке *bc*

$$V_о = V_{II}. \tag{3.13б}$$

Максимальный расход сетевой воды на ввод $V_o^{макс}$, очевидно, имеет место при полностью открытом РТ, когда через II ступень проходит максимальный (предельный) расход сетевой воды $V_{II}^{пред}$. При этом потеря напора на тепловой подстанции составляет

$$\Delta_{аб} = S_{II}^{мин}(V_{II}^{пред})^2 + S_I (V_o^{макс})^2, \qquad (3.14)$$

где

$$S_{II}^{мин} = S_{р.т}^{мин} + S_{мт}^{II}; \qquad (3.15а)$$

$$S_I = S_o + S_{мт}^{I}. \qquad (3.15б)$$

Значения $S_{р.т}^{мин}$, $S_{м \cdot т}$, S_o приведены выше, в главе второй.

Из этого уравнения предельный расход сетевой воды $V_{II}^{пред}$ при заданном располагаемом напоре на вводе $\Delta_{аб}$ определяется в зависимости от того, на каком участке характеристики (рис. 3.6) находится расход на ввод. На участке *ab* (РР закрыт не полностью) расход на ввод определяется по уравнению (3.13а). При этом из уравнений (3.14) и (3.13а)

$$V_{II}^{пред} = \frac{-V_o^{мин} S_I \operatorname{tg} \alpha + \sqrt{(V_o^{мин})^2 S_I^2 \operatorname{tg}^2 \alpha - (S_{II}^{мин} + S_I \operatorname{tg}^2 \alpha)[(V_o^{мин})^2 S_I - \Delta_{аб}]}}{S_{II}^{мин} + S_I \operatorname{tg}^2 \alpha}. \qquad (3.16)$$

На участке *bc* (РР полностью закрыт) из уравнений (3.14) и (3.13б)

$$V_{II}^{пред} = V_o^{пред} = \sqrt{\Delta_{аб}/(S_{II}^{мин} + S_I)}. \qquad (3.17)$$

Для того чтобы во всех случаях обеспечить нагрев водопроводной воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, до заданной температуры величина $V_{II}^{макс}$, определяемая из теплового расчета при максимальной нагрузке горячего водоснабжения и минимальной температуре сетевой воды, должна быть меньше или равна $V_{II}^{пред}$. Максимальное сопротивление сопла элеватора определяется при заданном располагаемом напоре на тепловом пункте из уравнения (3.14) при условии обеспечения пропуска через вторую ступень подогревателя требуемого максимального расхода сетевой воды

$$S_o^{макс} = \frac{\Delta_{аб} - S_{II}^{мин}(V_{II}^{макс})^2}{(V_o^{макс})^2} - S_{мт}^{I}. \qquad (3.18)$$

Отсюда с учетом (2.15) минимальный диаметр сопла элеватора, мм,

$$d_{р1}^{мин} = \sqrt{\frac{7{,}05 \cdot 10^9 (V_o^{макс})^2}{\Delta_{аб} - S_{II}^{мин}(V_{II}^{макс})^2 - S_{мт}^{I}(V_o^{макс})^2}}. \qquad (3.19)$$

В ряде систем теплоснабжения применяются двухступенчатые последовательные схемы включения подогревателей, в которых вместо регуляторов расхода устанавливаются шайбы с постоянным сопротивлением (рис. 3.5, *б*). Методика расчета гидравлических характеристик таких установок приведена в [22].

3.4. УСТАНОВКИ С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ВОДОРАЗБОРОМ

В установках с непосредственным водоразбором вода для нужд горячего водоснабжения отбирается непосредственно из сети (рис. 3.8). Часть воды β отбирается из подающей линии перед элеватором, остальная часть $1 - \beta$

отбирается из обратной линии после системы отопления. Регулирование температуры воды осуществляется РТ, установленным на отборе воды из подающей линии. Доля отбора воды из подающей линии изменяется от 1 до 0 при сезонном повышении температуры сетевой воды. В системах, где регуляторы температуры не установлены, вода отбирается или из подающей, или из об-

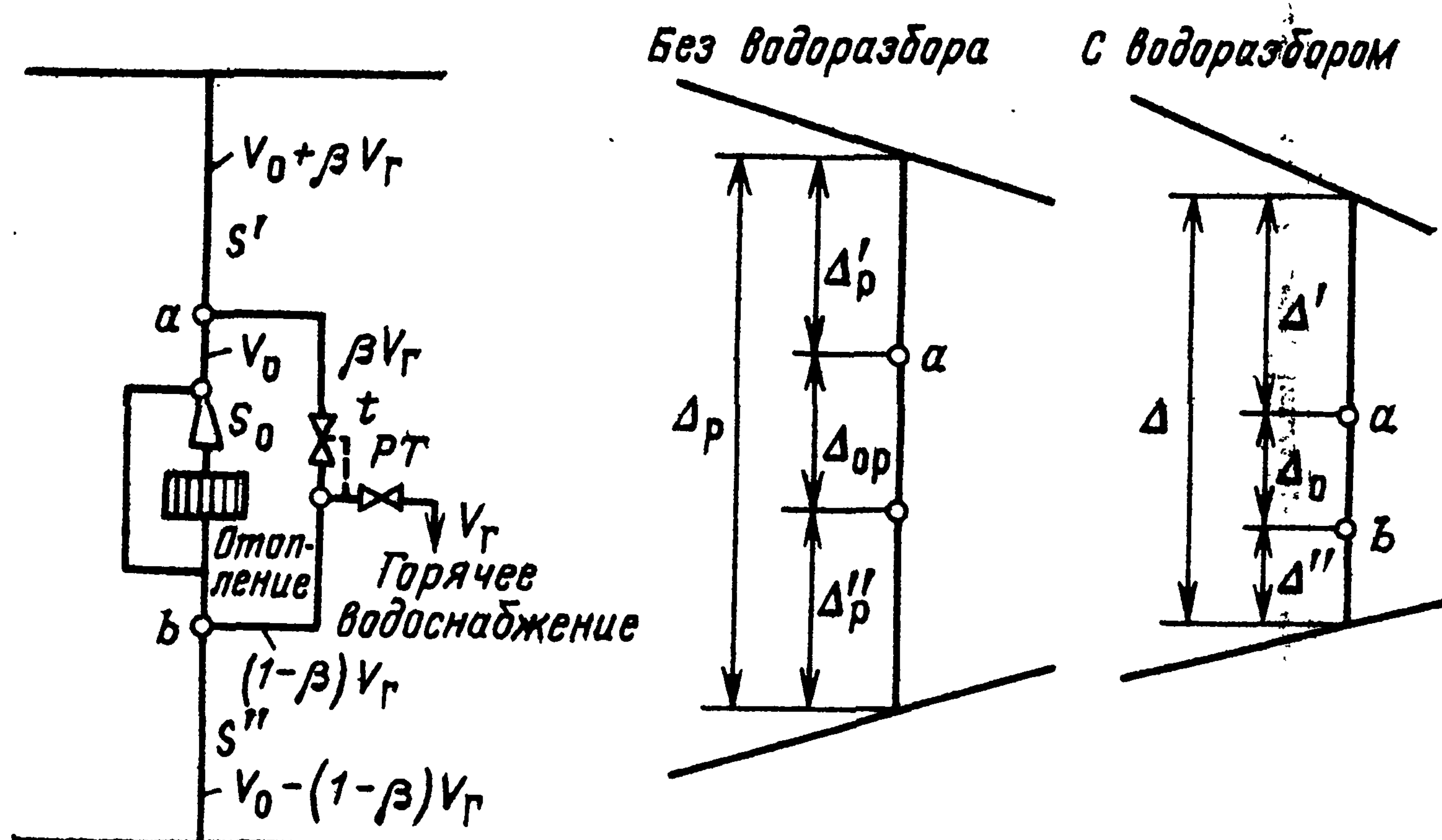


Рис. 3.8. Схема тепловой подстанции с непосредственным водоразбором и потери напора в нем

ратной линий в зависимости от температуры сетевой воды. Переключение осуществляется вручную. В ряде городов с открытой системой теплоснабжения применяется водоразбор из подающей линии после элеватора [73, 31].

3.4.1. УСТАНОВКИ С РЕГУЛЯТОРАМИ РАСХОДА ПЕРЕД СИСТЕМАМИ ОТОПЛЕНИЯ

В случае, если перед отопительной системой установлен РР, расход сетевой воды, поступающей на ввод из подающей линии сети,

$$V' = V_{о.р} + \beta V_г; \tag{3.20а}$$

расход сетевой воды, поступающей из теплового пункта в обратную линию сети,

$$V'' = V_{о.р} - (1 - \beta) V_г. \tag{3.20б}$$

При больших значениях $V_г$ и малых β значение V'' может стать отрицательным. Это означает, что расход воды на горячее водоснабжение из обратной линии больше расхода на отопление и часть воды на горячее водоснабжение поступает из обратной линии сети.

Расход воды на горячее водоснабжение при этом не влияет на расход воды на отопление, однако расчетный расход воды в подающей линии сети, по которому должен выбираться диаметр трубопровода, оказывается достаточно большим: он равен сумме расчетных расходов воды на отопление и максимальных расходов воды на горячее водоснабжение (с учетом коэффициента одновременности) у всех абонентов. По этой причине в системах с непосредственным водоразбором регуляторы расхода перед системой отопления, как правило, не устанавливаются.

3.4.2. УСТАНОВКИ БЕЗ РЕГУЛЯТОРОВ РАСХОДА

В таких установках (рис. 3.8) существенный интерес представляет изменение расхода воды через отопительную систему при наличии водоразбора, определяемое в принятых обозначениях как φ.

Перепад давлений в абонентском присоединении при наличии водоразбора запишется следующим образом (см. рис. 3.8):

$$\Delta = S'(V_o + \beta V_г)^2 + S_o V_o^2 + S''[V_o - (1-\beta) V_г]^2. \quad (3.21а)$$

При отсутствии водоразбора

$$\Delta_р = (S' + S_o + S'')(V_{о.р})^2. \quad (3.21б)$$

Разделив почленно уравнение (3.20) на выражение (3.21), получим

$$\Delta/\Delta_р = \alpha = S'(\varphi + \beta n)^2 + \bar{S}_o \varphi^2 + \bar{S}''[\varphi - (1-\beta) n]^2. \quad (3.22)$$

Отсюда

$$\varphi/n = -[\beta\bar{S}' - (1-\beta)\bar{S}''] + \sqrt{[\beta\bar{S}' - (1-\beta)\bar{S}'']^2 - [\beta^2\bar{S}' + (1-\beta)^2\bar{S}''] + \alpha/n^2}. \quad (3.23)$$

Частные случаи:

водоразбор отсутствует ($n = 0$, $\varphi = \alpha$);

водоразбор только из подающей линии ($\beta = 1$):

$$\varphi/n = -\bar{S}' + \sqrt{\bar{S}''^2 - \bar{S}' + \alpha/n^2}; \quad (3.24)$$

водоразбор только из обратной линии ($\beta = 0$):

$$\varphi/n = \bar{S}'' + \sqrt{\bar{S}''^2 - \bar{S}'' + \alpha/n^2}; \quad (3.25)$$

одинаковый водоразбор из подающей и обратной линий ($\beta = 0{,}5$):

$$\varphi/0{,}5n = -(\bar{S}' - \bar{S}'') + \sqrt{(\bar{S}' - \bar{S}'')^2 - (\bar{S}' + \bar{S}'') + \alpha/0{,}25n^2}; \quad (3.26)$$

одинаковые сопротивления ответвлений ($\bar{S}' = \bar{S}'' = \bar{S}$):

$$\varphi/n = -\bar{S}(2\beta - 1) + \sqrt{\bar{S}^2(2\beta-1)^2 - \bar{S}[\beta^2 + (1-\beta)^2] + \alpha/n^2}. \quad (3.27)$$

На основе приведенных формул рассмотрим влияние таких факторов, как n, β, $\bar{S}$, α, на относительный расход воды в отопительной системе φ.

На рис. 3.9 представлены подсчитанные по формуле (3.27) значения φ при одинаковых сопротивлениях подающего и обратного ответвлений: $\bar{S}' = \bar{S}'' = \bar{S} = 0{,}1$; $0{,}3$; $0{,}5$, значениях $n = 0 \div 1$ и значениях $\beta = 0 \div 1$.

Принималось, что располагаемый напор в сети в точке присоединения абонента не изменяется ($\alpha = 1$).

Графики, представленные на рис. 3.9, позволяют сделать следующие выводы:

1. Водоразбор из подающей магистрали уменьшает расход воды в отопительной системе; водоразбор из обратной магистрали увеличивает его. Уменьшение расхода воды в отопительной системе при водоразборе из подающей магистрали оказывается примерно вдвое большим, чем увеличение расхода воды в отопительной системе при таком же водоразборе из обратной линии.

Расход воды в отопительной системе сохраняется практически неизменным, когда из подающей линии отбирается около 40, а из обратной — 60 % суммарного расхода воды на горячее водоснабжение ($\beta = 0{,}4$).

2. Изменение относительного расхода воды через отопительную систему при наличии непосредственного водоразбора ($1 - \varphi$) при $\beta = \text{const}$ в первом приближении пропорционально относительному расходу воды на горячее водоснабжение n.

3. Изменение расхода воды через отопительную систему при наличии непосредственного водоразбора (1—φ) в первом приближении пропорционально относительным сопротивлениям ответвлений $\bar{S}'=\bar{S}''$.

Увеличение нагрузки горячего водоснабжения всегда приводит к уменьшению потери напора в обратном ответвлении и увеличению в подающем ответвлении, т. е. снижению напора в отопительной системе.

При определенной нагрузке горячего водоснабжения $n_{кр}$ потеря напора в обратном ответвлении становится равной нулю, что соответствует прекращению циркуляции воды в обратном ответвлении.

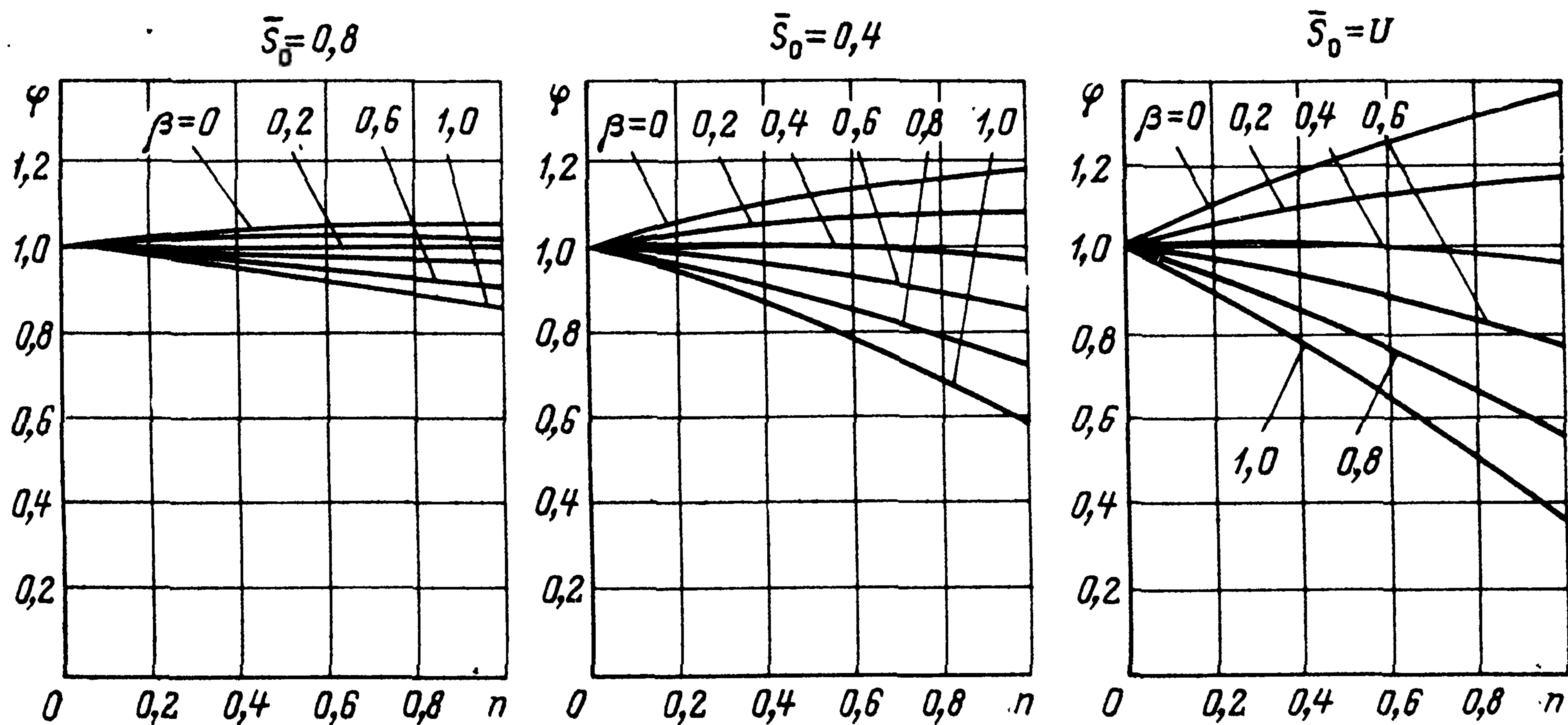


Рис. 3.9. Относительные расходы воды на отопление φ при различных нагрузках горячего водоснабжения n и долях отбора воды из подающей линии β. Относительные сопротивления подающего и обратного ответвлений к абоненту одинаковы ($\bar{S}'=\bar{S}''=\bar{S}$). Располагаемый напор в сети в точке присоединения ответвления к абоненту неизменный (α=1)

Величина $n_{кр}$ может быть определена из условия равенства величины отбора воды из обратной линии расходу воды через систему отопления:

$$\varphi=(1-\beta)\,n_{кр}^{обр}. \tag{3.28}$$

Подставив значение φ из (3.28) в уравнение (3.22), получим

$$\alpha=\bar{S}'\left(n_{кр}^{обр}\right)^2+\bar{S}_0\,(1-\beta)^2\left(n_{кр}^{обр}\right)^2,$$

откуда

$$n_{кр}^{обр}=\frac{\sqrt{\alpha}}{\sqrt{\bar{S}'+(1-\beta)^2\,\bar{S}_0}}. \tag{3.29а}$$

В частных случаях:

при водоразборе только из подающей линии (β = 1)

$$n_{кр}^{обр}=\sqrt{\alpha}\,/\sqrt{\bar{S}'}; \tag{3.29б}$$

при водоразборе только из обратной линии (β = 0)

$$n_{кр}^{обр}=\sqrt{\alpha}\,/\sqrt{\bar{S}'+\bar{S}_0}=\sqrt{\alpha}\,/\sqrt{1-\bar{S}''}; \tag{3.29в}$$

при одинаковых сопротивлениях подающей и обратной линий ($\bar{S}_0 = 1-2\bar{S}'$)

$$n_{кр}^{обр}=\sqrt{\alpha}\,/\sqrt{\bar{S}'+(1-\beta)^2\,(1-2\bar{S}')}. \tag{3.29г}$$

На рис. 3.10 нанесены значения $n_{кр}^{обр}$.

При увеличении $n > n_{кр}^{обр}$ вода на горячее водоснабжение из обратной линии будет поступать частично из системы отопления, а частично—из обратной магистрали по обратному ответвлению. При этом напор в отопительной системе будет ниже, чем напор в обратной магистрали.

Наконец, при определенном увеличении n вся доля воды на горячее водоснабжение из обратной линии $(1-\beta)$ будет поступать из обратной магистрали. Циркуляция воды в отопительной системе при этом прекратится ($\varphi = 0$). Значение $n_{кр}^{от}$, отвечающее этому условию, определяется из соотношения

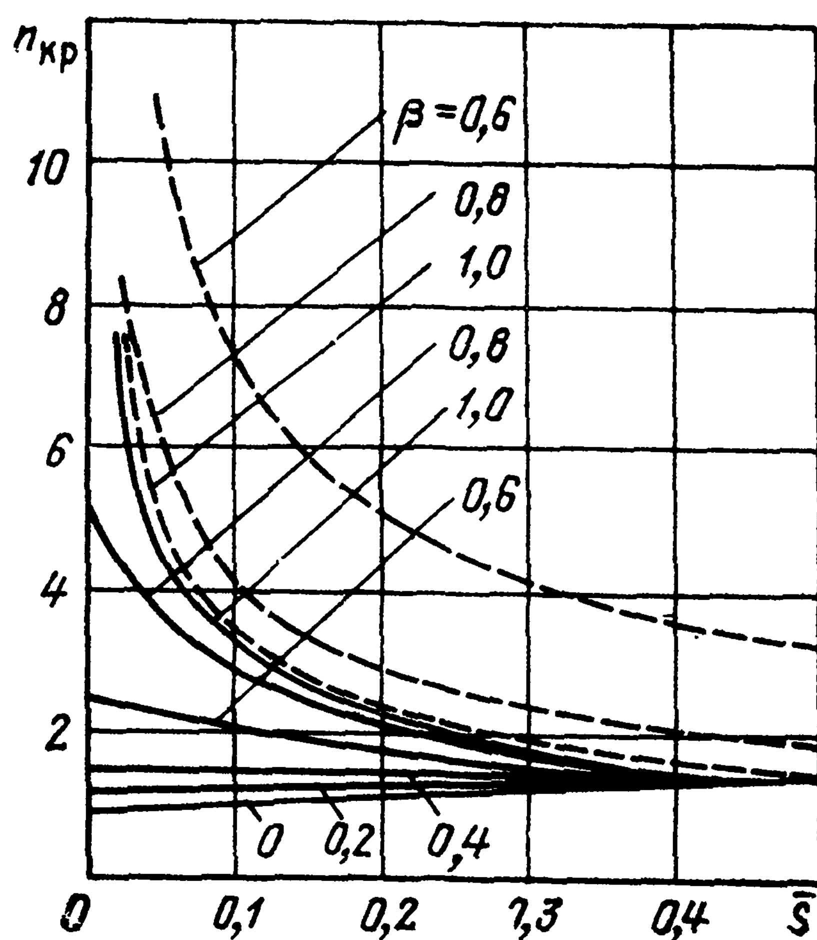


Рис. 3.10. Нагрузки горячего водоснабжения, при которых прекращается циркуляция в обратном ответвлении, $n_{кр}^{обр}$ (сплошные линии) и в системе отопления $n_{кр}^{от}$ (штриховые линии). Относительные сопротивления подающего и обратного ответвлений к абоненту одинаковы ($\bar{S}'=\bar{S}''=\bar{S}$). Располагаемый напор в точке присоединения ответвлений к абоненту неизменный ($\alpha=1$)

$$\alpha = \bar{S}'(\beta n)^2 - \bar{S}''(1-\beta)^2 n^2, \tag{3.30а}$$

откуда

$$n_{кр}^{от} = \frac{\sqrt{\alpha}}{\sqrt{\bar{S}'\beta^2 - \bar{S}''(1-\beta)^2}}. \tag{3.30б}$$

Этот режим, очевидно, может иметь место лишь при

$$\bar{S}'\beta^2 > \bar{S}''(1-\beta)^2, \tag{3.31а}$$

т. е. при

$$\beta/(1-\beta) > \sqrt{\bar{S}''/\bar{S}'} \tag{3.31б}$$

или, когда $\bar{S}'' = \bar{S}'$, при $\beta > 0{,}5$.

При $\bar{S}'' = \bar{S}'$

$$n_{кр}^{от} = \frac{\sqrt{\alpha}}{\sqrt{\bar{S}'(2\beta-1)}}. \tag{3.31в}$$

На рис. 3.10 представлены также значения $n_{кр}^{от}$.

Следует отметить, что представленные на рис. 3.10 значения $n_{кр}$ соответствуют неизменному располагаемому напору в сети в точке присоединения ответвлений к абонентам ($\alpha = 1$). При изменении располагаемого напора в сети будет изменяться и $n_{кр}$ в соответствии с уравнениями (3.29) и (3.30).

Как следует из этих уравнений, снижение значения α приводит к значительному уменьшению $n_{кр}^{обр}$ и $n_{кр}^{от}$.

Относительные расходы воды из подающей и обратной магистралей, определяемые значением β, зависят от температуры воды в сети, так как

$$\beta = (60 - \tau_2)/(\tau_1 - \tau_2),$$

где τ_1 и τ_2 — температуры воды в подающей и обратной магистралях сети.

При низких наружных температурах, когда $\tau_2 \geqslant 60°$ С; $\beta = 0$, так как вся вода на горячее водоснабжение поступает из обратной линии. При высоких наружных температурах, когда τ_1 снижается до 60° С, $\beta = 1$ — вся вода на горячее водоснабжение поступает из подающей линии.

На рис. 3.11 представлены для различных отопительных температурных графиков (150—70, 130—70 и 95—70° С) зависимости β от наружной температуры. а также продолжительность β для климатических условий Москвы.

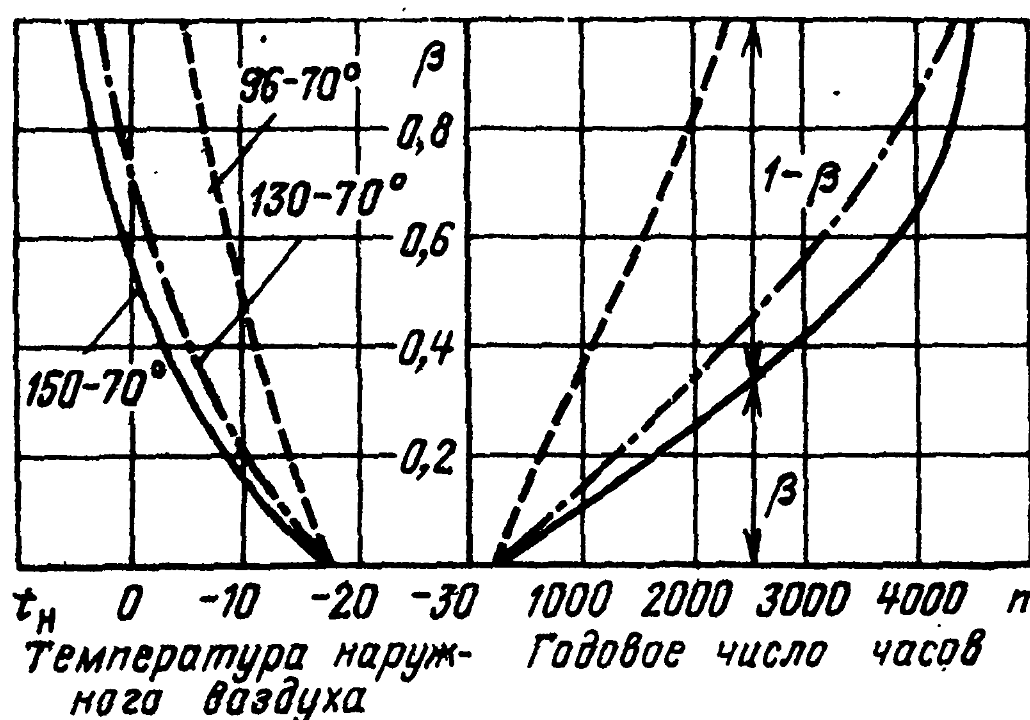


Рис. 3.11. Годовая длительность отбора воды из подающей β и обратной $(1-\beta)$ линий. Климатические условия Москвы. Температурный график при качественном регулировании:
сплошные линии — 150—70 °С; штрихпунктирные — 130—70 °С; штриховые — 95—70 °С

Как видно из этих графиков, значение $\beta = 0{,}4$, при котором водоразбор практически не оказывает влияния на расход воды в отопительной системе, имеет место (при неизменном напоре на вводе) при наружных температурах — —3 °С (график 150—70 °С); — 5°С (график 130—70 °С);—11 °С (график 95—70 °С).

Для сохранения неизменного расхода воды в отопительных системах при других наружных температурах располагаемый перепад давлений в сети при низких наружных температурах, когда $\beta < 0{,}4$, должен уменьшаться, а при более высоких наружных температурах, когда $\beta > 0{,}4$, — увеличиваться.

Из уравнения (3.22) могут быть определены условия, при которых расход воды на отопление не изменяется ($\varphi = 1$):

$$1 + 2n\,[\beta \bar{S}' - (1-\beta)\,\bar{S}''] + n^2\,[\beta^2\,\bar{S}' + (1-\beta)^2\,\bar{S}''] - \alpha = 0. \qquad (3.32)$$

Поскольку значения n и β являются величинами заданными, зависящими от теплового потребителя и температуры воды в сети, единственной возможностью поддержания неизменным расхода воды на отопление является изменение располагаемого напора в сети, т. е. изменение α.

Из уравнения (3.32)

$$\alpha = 1 + 2n\,[\beta \bar{S}' - (1-\beta)\,\bar{S}''] + n^2\,[\beta^2\,\bar{S}' + (1-\beta)^2\,\bar{S}'']. \qquad (3.33а)$$

При $\bar{S}' = \bar{S}'' = \bar{S}$

$$\alpha = 1 + [2n\,(2\beta - 1) + n^2]\,\bar{S}. \qquad ((3.33б)$$

В частных случаях

$$\beta=1;\ \alpha=1+(2n+n^2)\,\bar{S};\qquad(3.33в)$$

$$\beta=0;\ \alpha=1-(2n-n^2)\,\bar{S}.\qquad(3.33г)$$

Согласно уравнению (3.33б), как видно из рис. 3.12, для сохранения неизменного расхода воды на отопление необходимо, чтобы располагаемый напор в сети изменялся в весьма значительных пределах. Это изменение напора должно быть тем большим, чем больше нагрузка горячего водоснабжения n и относительные сопротивления ответвлений на сети к абоненту $\bar{S}$.

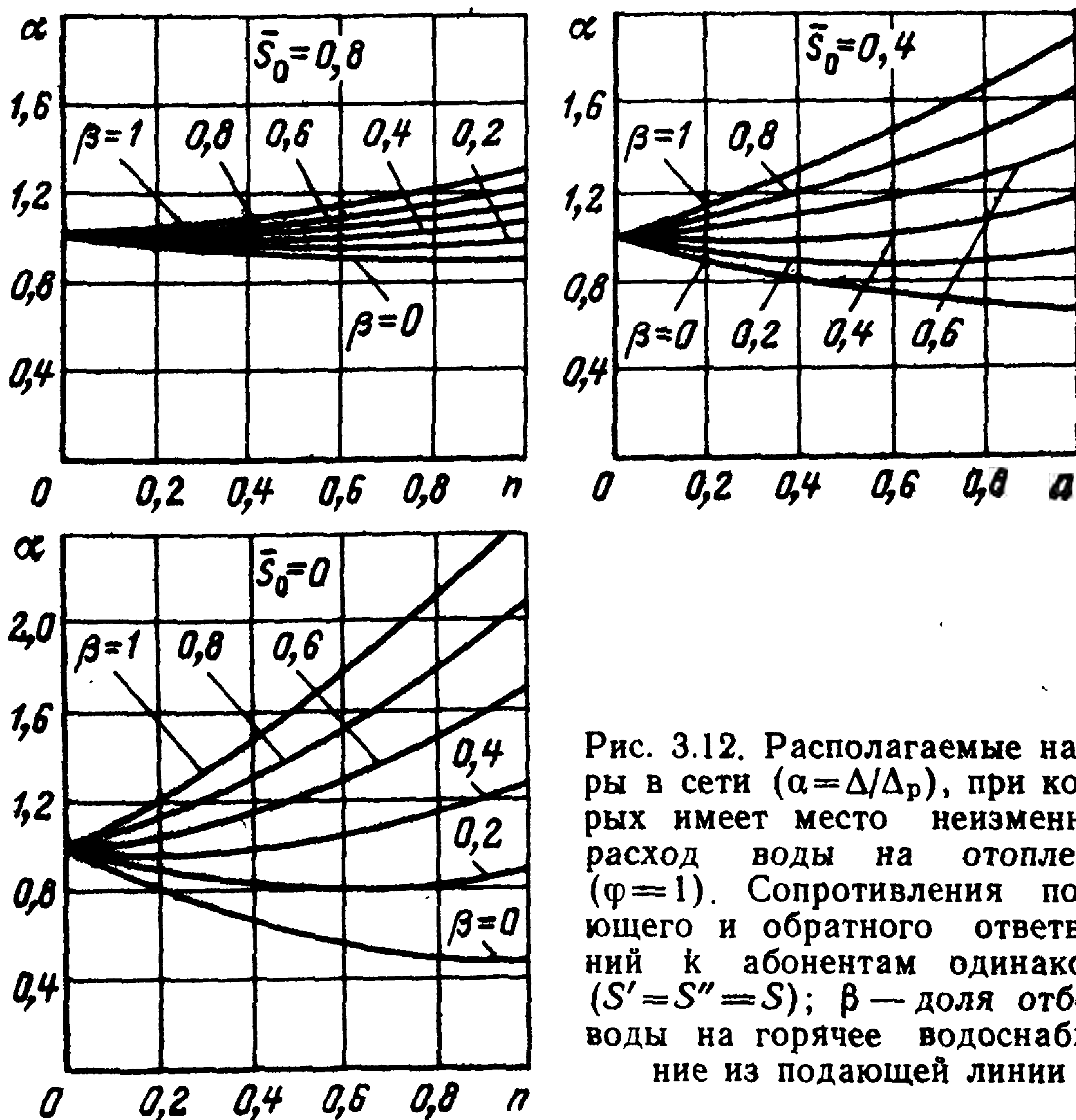


Рис. 3.12. Располагаемые напоры в сети ($\alpha=\Delta/\Delta_p$), при которых имеет место неизменный расход воды на отопление ($\varphi=1$). Сопротивления подающего и обратного ответвлений к абонентам одинаковы ($S'=S''=S$); β — доля отбора воды на горячее водоснабжение из подающей линии

Как видно из рис. 3.12, при доле отбора воды на горячее водоснабжение из подающей линии $\beta<0{,}3$ располагаемый напор должен уменьшаться ($\alpha<1$), при значениях $\beta>0{,}3$ он должен увеличиваться. На практике компенсация изменений расхода сетевой воды на системы отопления производится не изменением располагаемого напора на теплоисточнике, а соответствующим изменением температурного графика отпуска теплоты.

Анализ гидравлического режима тепловой сети с непосредственным водоразбором [74] показал, что пропорциональная разрегулировка отопительных систем всех абонентов (φ = const) имеет место при одинаковых у всех абонентов относительных нагрузках горячего водоснабжения n, долях отбора воды из подающей и обратной линий β, одинаковых при расчетном режиме (без водоразбора) полных (отсчитанных от одного уровня) напорах в точках отбора воды на горячее водоснабжение из подающей и обратной линий.

Следовательно, для сети с любым числом абонентов, в которой имеют место указанные условия, обеспечивающие одинаковую разрегулировку всех отопительных систем (φ = idem), φ может быть определено из уравнения

гидравлического режима эквивалентной сети с одним абонентом (3.23) [14]. Следует отметить, что указанные условия пропорциональной разрегулировки отопительных систем действительны лишь при отсутствии в сети насосных подстанций.

3.5. УСТАНОВКИ С НЕЗАВИСИМОЙ СХЕМОЙ ПРИСОЕДИНЕНИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ; КЛАССИФИКАЦИЯ АБОНЕНТСКИХ УСТАНОВОК ПО ИХ ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

В последнее время в связи с повышением требований к надежности систем теплоснабжения и их маневренности, а также в связи с преобладающим строительством зданий повышенной этажности в крупных системах теплоснабжения широко применяется независимая схема присоединения систем отопления к тепловой сети. Эта схема применяется как при закрытой (рис. 3.13, *а*), так и при открытой (рис. 3.13, *б*) системе теплоснабжения. В первом случае может применяться любая их схем присоединения подогревателей горячего водоснабжения (параллельная, смешанная, последовательная). При независимой схеме гидравлический режим внешней сети не влияет на гидравлический режим местных систем отопления.

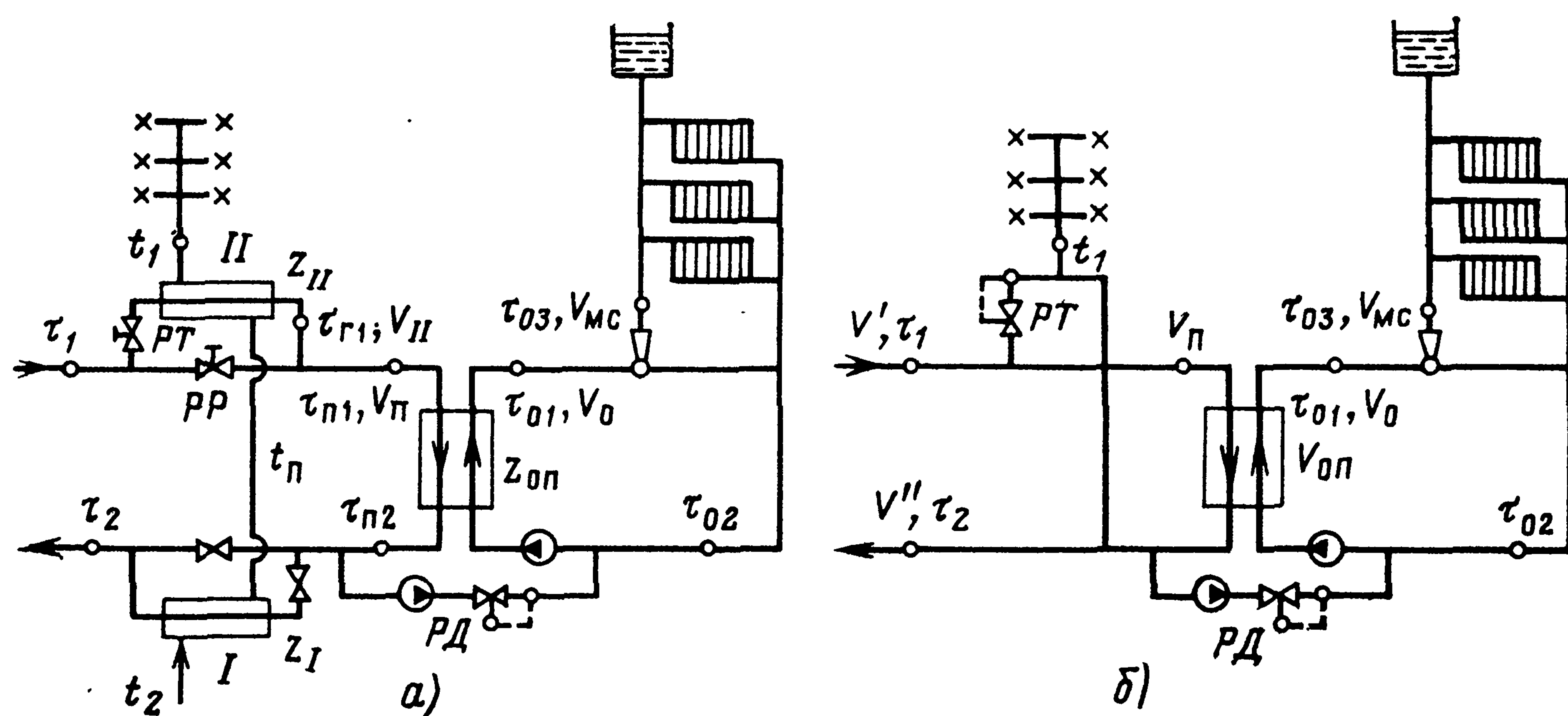


Рис. 3.13. Схемы тепловых подстанций с независимым присоединением системы отопления через водо-водяной подогреватель:
а — закрытая система теплоснабжения; *б* — открытая система теплоснабжения

Гидравлические характеристики установок с независимой схемой остаются такими же, как и установок с зависимой схемой. Вместо сопротивления сопла элеватора или квартальной отопительной сети при независимой схеме фигурирует сопротивление отопительного подогревателя; вместо расхода воды на систему отопления — расход воды на отопительный подогреватель. Влияние расхода воды на горячее водоснабжение и располагаемого напора на тепловом пункте на расход сетевой воды на отопительный подогреватель определяется приведенными выше закономерностями для зависимых схем.

Приведенное в настоящей главе рассмотрение абонентских установок показывает, что последние по гидравлическим характеристикам могут быть разделены на три группы:

1) установки с расходами воды, не зависящими от располагаемого напора на вводе ($V_{аб} \neq f(\Delta)$)*. К таким установкам относятся закрытые и откры-

* Как отмечалось выше, это условие сохраняется лишь при снижении располагаемого напора на вводе до определенного минимального значения, при котором регулятор расхода оказывается полностью открытым.

тые системы с регуляторами расхода перед системами отопления и регуляторами температуры воды на горячее водоснабжение;

2) установки с неизменными сопротивлениями ($S_{аб}$ = const), к которым относятся закрытые системы с нерегулируемыми расходами воды на отопление и горячее водоснабжение; закрытые и открытые системы с нерегулируемыми расходами воды на отопление с полностью закрытыми (ночной режим) регуляторами температуры;

3) установки с постоянными сопротивлениями систем отопления и переменными сопротивлениями систем горячего водоснабжения, к которым относятся закрытые системы с нерегулируемыми расходами на отопление, но с регуляторами температуры; открытые системы с нерегулируемыми расходами на отопление.

Гидравлические режимы тепловой сети, а следовательно, и методы их расчета и моделирования существенно зависят от того, к какой из перечисленных групп относятся абоненты данной сети. Так, гидравлические режимы сети с абонентами первой группы могут рассматриваться отдельно для подающей и обратной линии сети; для сети с абонентами второй и третьей групп подающая и обратная линии должны рассматриваться совместно с включенными между ними абонентами. Поэтому в последующих главах гидравлические режимы тепловых сетей рассматриваются в связи с гидравлическими характеристиками указанных групп абонентов.

3.6. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

Для предупреждения остывания воды в трубопроводах горячего водоснабжения, вызывающего большие бесполезные сливы воды, предусматривается устройство циркуляционной системы. Эта система обеспечивает постоянную циркуляцию воды в квартальной сети и сети горячего водоснабжения всех зданий. Охлажденная в результате теплопотерь в этих сетях водопроводная вода возвращается с помощью циркуляционного насоса в тепловой пункт, смешивается с водопроводной водой, нагретой в первой ступени подогревателя, и смешанный поток поступает для догрева до требуемой температуры обычно во вторую ступень подогревателя.

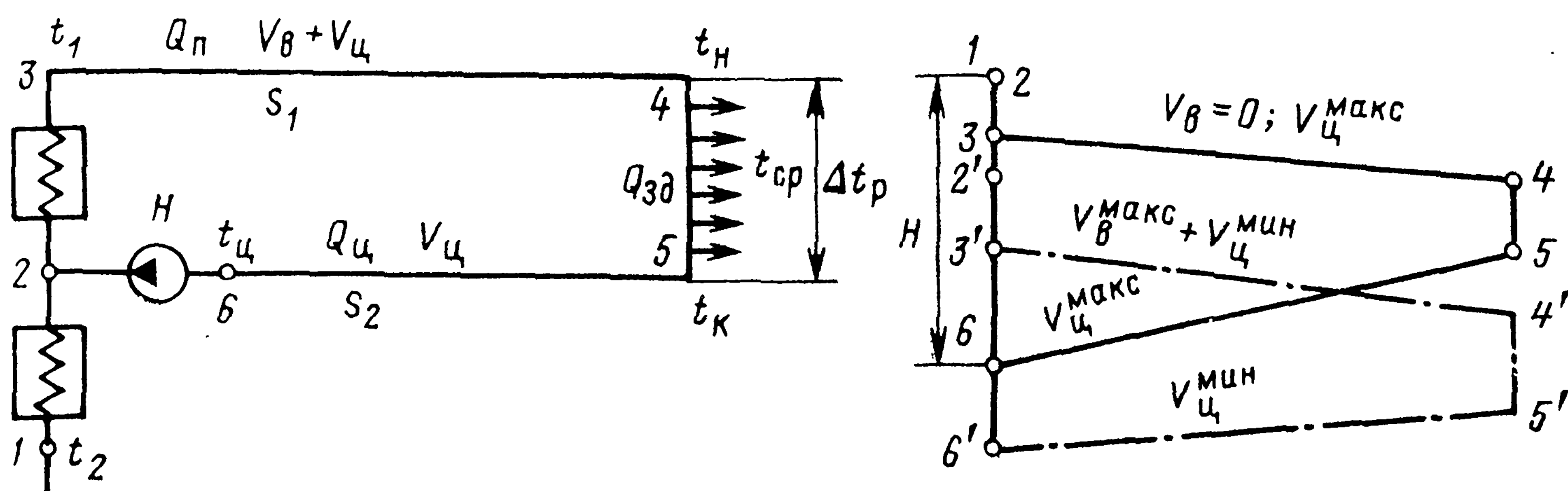


Рис. 3.14. Принципиальная схема и пьезометрический график системы горячего водоснабжения с циркуляцией:

S_1 — сопротивление участков *2-3-4-5*; S_2 — то же участков *5-6-2*

Работа циркуляционной системы оказывает влияние на гидравлические и тепловые режимы абонентских установок при всех схемах присоединения подогревателей горячего водоснабжения. Влияние на гидравлический режим выражается в увеличении потери напора водопроводной воды во второй ступени подогревателя в результате увеличения ее расхода. Влияние на тепловой режим выражается в увеличении тепловой нагрузки второй ступени подогревателя на значение теплопотерь в системе циркуляции и в изменении ее температурного режима в результате изменения температуры нагреваемой воды.

На рис. 3.14 представлена принципиальная схема циркуляционной системы горячего водоснабжения, вся нагрузка которой условно сосредоточена в одном здании, а а также приведены примерные пьезометрические графики этой системы при нулевом и

максимальном водоразборах. Для представленной схемы рассмотрим влияние водоразбора (нагрузки горячего водоснабжения) на расход циркуляционной воды и ее температуру.

Обозначим через S_1 сумму гидравлических сопротивлений участков *2-3-4-5* и через S_2 — сумму сопротивлений участков *5-6-2* (рис. 3.14), причем в сопротивление участка *6-2* может входить внутреннее сопротивление циркуляционного насоса. Обозначения расходов V, температур t и теплопотерь Q в отдельных точках и на участках схемы ясны из рис. 3.14.

Водоразбор $V_в$ определяется нагрузкой горячего водоснабжения $Q_г$ и средней температурой в точках водоразбора $t_{ср} = (t_н + t_к)/2$:

$$V_в = \frac{Q_г}{c\,(t_{ср} - t_2)}\,. \qquad (3.34)$$

Максимальный расход циркуляционной воды $V_ц^{макс}$ имеет место при водоразборе, равном нулю ($V_в = 0$). Он определяется из условия охлаждения циркуляционной воды на участке водоразбора (в условном здании) на значение $\Delta t_р$:

$$V_ц^{макс} = Q_{зд}/c\Delta t_р\,. \qquad (3.35)$$

Минимальное значение циркуляционного расхода $V_ц^{мин}$ имеет место при максимальном водоразборе. Уравнение второго закона Кирхгофа для циркуляционного контура

$$H = S_1\,(V_в + V_ц)^2 + S_2\,V_ц^2, \qquad (3.36а)$$

где H — напор циркуляционного насоса.

В частных случаях:

при $V_в = 0$, $V_ц = V_ц^{макс}$

$$H = (S_1 + S_2)\,(V_ц^{макс})^2; \qquad (3.36б)$$

при $V_в = V_в^{макс}$, $V_ц = V_ц^{мин}$

$$H = S_1\,(V_в^{макс} + V_ц^{мин})^2 + S_2\,(V_ц^{мин})^2. \qquad (3.36в)$$

Приравнивая (3.36б) и (3.36в), получаем

$$(S_1 + S_2)\,(V_ц^{макс})^2 = S_1\,(V_в^{макс} + V_ц^{мин})^2 + S_2\,(V_ц^{мин})^2.$$

Разделив обе части на $(S_1 + S_2)\,V_в^{макс}$ и обозначив

$$S_1/(S_1 + S_2) = \overline{S}_1;\ S_2/(S_1 + S_2) = \overline{S}_2;\ V_ц/V_в^{макс} = \overline{V}_ц,$$

получим

$$(\overline{V}_ц^{макс})^2 = \overline{S}_1\,(1 + \overline{V}_ц^{мин})^2 + \overline{S}_2\,(\overline{V}_ц^{мин})^2. \qquad (3.37)$$

Значение $\overline{V}_ц^{макс} = V_ц^{макс}/V_в^{макс}$ определяется из (3.34) и (3.35). Величина $\overline{V}_ц^{мин} = V_ц^{мин}/V_в^{макс} = (V_ц^{мин}/V_ц^{макс})\ (V_ц^{макс}/V_в^{макс}) = K\overline{V}_ц^{макс}$. Величина $K = V_ц^{мин}/V_ц^{макс}$ может быть задана при проектировании системы.

Из (3.37) с учетом того, что $\overline{S}_2 = 1 - \overline{S}_1$, определяется значение $\overline{S}_1$, обеспечивающее требуемое соотношение между $V_ц^{макс}$ и $V_ц^{мин}$:

$$\overline{S}_1 = \frac{(\overline{V}_ц^{макс})^2 - (\overline{V}_ц^{мин})^2}{1 + 2\overline{V}_ц^{мин}} = \frac{(1 - K^2)\,(\overline{V}_ц^{макс})^2}{1 + 2K\overline{V}_ц^{макс}}\,. \qquad (3.38)$$

Определим теперь зависимость $\overline{V}_ц$ от $\overline{V}_в$. Для этого приравняем (3.36а) и (3.36б):

$$S_1\,(V_в + V_ц)^2 + S_2\,V_ц^2 = (S_1 + S_2)\,(V_ц^{макс})^2.$$

Разделив обе части на $(S_1 + S_2)\,V_в^{макс}$, с учетом принятых обозначений получим

$$\overline{S}_1\,(\overline{V}_в + \overline{V}_ц)^2 + (1 - \overline{S}_1)\,\overline{V}_ц^2 = (V_ц^{макс})^2.$$

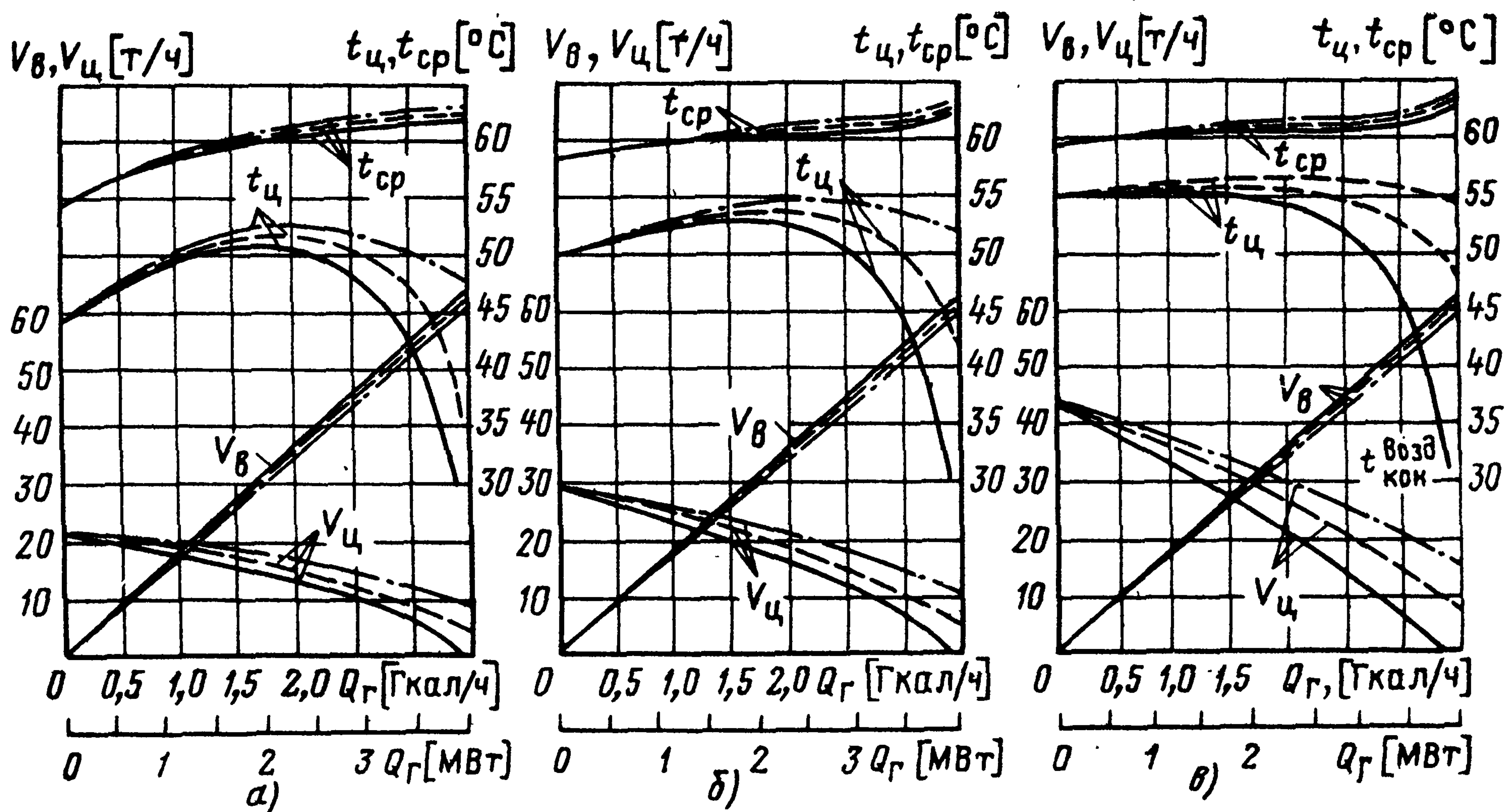


Рис. 3.15. Режимы работы системы горячего водоснабжения с циркуляцией: $t_1=65$ °C; $t_2=5$ °C; $Q_г^{макс}=3{,}98$ МВт (3,43 Гкал/ч); относительные теплопотери $\overline{Q}_п=0{,}0364$; $\overline{Q}_{зд}=0{,}06265$; $\overline{Q}_ц=0{,}0291$:

	$\Delta t_р$, °C	S_1 при $V_ц^{мин}/V_ц^{макс}$ = 0	0,2	0,4
а	10	0,1239	0,1051	0,0824
б	7,5	0,2203	0,1799	0,1369
в	5,0	0,4958	0,3766	0,2727

Отсюда

$$\overline{V}_ц=-\overline{S}_1\,\overline{V}_в+\sqrt{(\overline{V}_ц^{макс})^2-(\overline{S}_1-\overline{S}_1^2)\,\overline{V}_в^2}\,. \quad (3.39)$$

Для определения расхода водопроводной воды из (3.34) необходимо знать $t_{ср}$ — среднюю температуру воды в точках водоразбора:

$$t_{ср}=t_н-\frac{\Delta t}{2}\,, \quad (3.40)$$

где $t_н$ — температура в начале участка водоразбора; Δt — охлаждение воды на участке водоразбора при расходе воды $V_в+V_ц$;

$$t_н=t_1-\frac{Q_п}{c\,(V_в+V_ц)}\,; \quad (3.41)$$

$$\Delta t=\frac{Q_{зд}}{c\,(V_в+V_ц)}\,. \quad (3.42)$$

При этом

$$t_{ср}=t_1-\frac{Q_п}{c\,(V_в+V_ц)}-\frac{0{,}5Q_{зд}}{c\,(V_в+V_ц)}=t_1-\frac{Q_п+0{,}5Q_{зд}}{c\,(V_в+V_ц)}\,. \quad (3.43)$$

Расход воды на горячее водоснабжение

$$V_в=\frac{Q_г}{c\,(t_1-t_2)-\dfrac{Q_п+0{,}5Q_{зд}}{V_в\left(1+\dfrac{V_ц}{V_в}\right)}}\,. \quad (3.44)$$

Температура циркуляционной воды

$$t_ц=t_1-\frac{Q_п+Q_{зд}}{V_в+V_ц}-\frac{Q_ц}{V_ц}\,. \quad (3.45)$$

Уменьшение $V_ц$ приводит к снижению $t_н$. Минимальное значение $t_ц$ определяется температурой воздуха в канале, в котором проложена циркуляционная линия.

На рис. 3.15 представлены результаты расчета по приведенным формулам режимов работы циркуляционной системы при следующих исходных данных: $Q_г^{макс} = 3,98$ МВт (3,43 Гкал/ч); относительные теплопотери циркуляционного контура $\overline{Q}_п = Q_п/Q_г^{макс} = 0,0364$; $\overline{Q}_ц = 0,0291$; $\overline{Q}_{зд} = 0,0626$; температуры водопроводной воды $t_2 = 5$ °С; $t_1 = 65$ °С. Расчеты проведены при трех значениях расчетного охлаждения воды в системе горячего водоснабжения зданий $\Delta t_р = 10$; 7,5; 5° С и трех значениях $V_ц^{мин}/V_ц^{макс} = 0$; 0,2; 0,4.

Как видно из рис. 3.15, с увеличением расхода воды на горячее водоснабжение ее температура возрастает, так как постоянное значение теплопотерь относится к все возрастающему расходу воды. Температура циркуляционной воды сначала возрастает при большом расходе циркуляционной воды, а затем уменьшается по мере снижения этого расхода.

Глава четвертая

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

4.1. ЗАДАЧИ РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ И МЕТОДЫ ИХ РЕШЕНИЯ

По мере укрупнения ТЭЦ, увеличения радиуса транспортировки теплоносителя и района теплоснабжения повышаются требования к надежности теплоснабжения, т. е. к бесперебойной подаче теплоты потребителям. Поскольку при современных конструкциях тепловых сетей и качестве их выполнения не исключается аварийное или плановое отключение отдельных участков сети, основным методом повышения надежности в настоящее время является сооружение резервных связей между тепломагистралями одной или нескольких ТЭЦ. В результате прокладки перемычек между магистралями тепловые сети развиваются как сложные многокольцевые гидравлические системы.

По условиям надежности многокольцевыми являются не только городские тепловые сети, но и электрические, водопроводные, газовые и вентиляционные сети. Однако гидравлический режим тепловых сетей значительно сложнее, чем режим водопроводных или газовых сетей. Во-первых, потому что тепловые сети являются двухтрубными. Обе магистрали (подающая и обратная), гидравлически связаны между собой сотнями перемычек — абонентскими системами. Во-вторых, возможность вскипания воды высокой температуры и непосредственное присоединение к тепловой сети тысяч местных систем отопления, обладающих невысокой механической прочностью, жестко ограничивают максимальные и минимальные допустимые давления и напоры в подающей и обратной магистралях. Основные ограничения состоят в следующем:

1 напор в местных системах не должен превышать допустимого, равного для чугунных отопительных приборов 60 м, для конвекторных систем 100 м;

2) напоры во всех точках тепловой сети и местных систем должны быть избыточными, равными не менее 5 м во избежание подсоса воздуха;

3) напор в подающей линии должен обеспечивать невскипание сетевой воды и не должен превышать расчетного для трубопроводов и вспомогательного оборудования и арматуры.

При максимальной температуре воды в сети 150° С пьезометрический (отсчитанный от оси трубопровода) напор в подающей линии должен быть не

менее 48,6 м, при температуре 180 °С — не менее 103 м. Эти условия являются основными при проектировании гидравлического режима (пьезометрического графика) и схемы тепловых сетей.

При коэффициенте шероховатости трубопровода $k_э = 0,5$ мм, удельной потере напора $R_л = 5$ мм/м и температурном графике сети 150—70° С пропускная способность трубопровода (без учета местных сопротивлений) составляет:

Условный проход труб $D_у$, мм	200	400	600	800	1000	1200	1400
Пропускная способность:							
по воде G: т/ч	107	660	1880	3800	6750	10 700	16 000
по теплоте Q, Гкал/ч	8,6	53	150	304	540	855	1280
МВт	10,0	61,5	174	355	625	1000	1480

Диаметр трубопровода снижается по мере удаления от ТЭЦ и уменьшения расчетного расхода воды на участках магистрали. Максимальные диаметры теплопроводов составляют в настоящее время 1400 мм. Минимальным диаметром магистральных сетей при этом обычно считают 300—400 мм.

При напоре во всасывающем коллекторе ТЭЦ 15 м, $R_л = 5$ мм/м и ровном профиле местности напор в обратной линии тепловой сети достигает 60 м, т. е. максимально допустимого значения для местных систем отопления, на расстоянии 9 км даже без учета местных потерь, что меньше дальности транспортировки теплоты от крупных ТЭЦ. Неровный профиль местности, другое значение $R_л$, а также учет местных потерь могут изменить указанное расстояние, однако приведенные цифры показывают неизбежность появления насосных подстанций в тепловых сетях современных крупных ТЭЦ. В настоящее время в тепловых сетях Москвы работают 22 насосные подстанции.

В г. Алма-Ата, где разность геодезических отметок местности, на которой проложена тепловая сеть, составляет 180 м, причем ТЭЦ расположена в нижней точке, на подающей линии этой сети установлено три насосные подстанции. Помимо подкачивающих в тепловых сетях могут устанавливаться подмешивающие насосные подстанции, как, например, в Свердловской теплосети, где такая подстанция обеспечивает расчетную температуру воды 150 °С в городских сетях при температуре воды 190°С в загородной тепломагистрали СУГРЭС—Свердловск.

В схемах тепловых сетей ряда городов имеются гидравлические связи между ТЭЦ, обслуживающими соседние тепловые районы. Эти связи позволяют переключать отдельные участки сети на питание от той или иной ТЭЦ, осуществлять в летнее время горячее водоснабжение обоих районов от одной ТЭЦ, а в отдельных случаях при достаточной пропускной способности гидравлической связи осуществлять и параллельную работу станций на общие тепловые сети. Следует отметить, что тепловая сеть является многокольцевой даже при отсутствии перемычек между соседними магистралями или соседними источниками теплоты. Кольца в этом случае образуются подающими и обратными линиями сети и соединяющими их насосами и абонентскими установками.

Приведенные данные показывают, насколько сложны современные схемы тепловых сетей, а следовательно, и решения вопросов, связанных с их гидравлическими режимами.

В практике проектирования, наладки и эксплуатации возникают следующие основные задачи, требующие расчета гидравлических режимов тепловых сетей:

трассировка тепловых сетей, оптимизация их диаметров, выбор мест установки насосных подстанций;

проверка гидравлического режима проектируемой или эксплуатируемой сети при сезонных и суточных изменениях расхода воды;

проверка возможности присоединения к определенным точкам действующей тепловой сети дополнительных тепловых нагрузок и необходимых для этой цели реконструктивных мероприятиях;

разработка мероприятий по аварийному резервированию действующих и и проектируемых сетей;

разработка схем автоматизации и защиты тепловых сетей;

анализ гидравлических режимов действующих сетей при необходимых в практике эксплуатации переключениях и выбор оптимального варианта переключений;

разработка программы переключений для обнаружения места аварии и его локализации;

разработка режимов параллельной работы нескольких источников теплоснабжения на общие тепловые сети.

Для схем современных тепловых сетей расчет гидравлических режимов, особенно при учете зависимости расхода воды у абонентов от располагаемого напора в сети, методами ручного счета практически невозможен.

Аналогичные трудности возникают и при расчете водопроводных, газовых, вентиляционных, электрических сетей. Поэтому для решения перечисленных задач развиваются методы физического и математического моделирования указанных сетей. Метод физического моделирования основан на использовании гидро-и электроаналоговых установок; метод математического моделирования основан на использовании ЭЦВМ.

Гидро-и электроаналоговые установки разрабатывались и применялись в научно-исследовательских и проектных организациях для расчета многокольцевых гидравлических сетей в период, предшествовавший широкому распространению ЭЦВМ [14]. С началом массового распространения ЭВМ и разработкой методов математического моделирования гидравлических режимов тепловых сетей интерес к применению для этой цели аналоговых установок значительно снизился. Представляется, однако, что такие качества электроаналоговых установок, как наглядность, быстродействие, легкость переключения схемы и изменения параметров сети, делают обоснованным их применение в диспетчерских пунктах тепловых сетей и в качестве тренажера оперативного персонала.

Подробное описание применявшихся в ВТИ гидро- и электроаналоговых установок, а также методов моделирования на них гидравлических режимов тепловых сетей приведено в [14, 22].

4.2. РАЗВИТИЕ РАБОТ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ЭВМ ДЛЯ РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

С появлением в 1958—1959 гг. первых универсальных ЭЦВМ в ВТИ была начата работа по их применению для гидравлических расчетов тепловых сетей. В 1960 г. были разработаны алгоритм и программа расчета многокольцевых гидравлических сетей. Программа была составлена для наиболее распространенных в то время ЭВМ «Урал» [13]. Наряду с указанной программой, предусматривающей независимость расхода воды у абонентов от располагаемого напора в сети, в 1961 г. была составлена также программа, учитывающая эту зависимость, имеющую место в реальных автоматизированных тепловых сетях. Начиная с 1960 г., применение ЭВМ для исследования гидравлических режимов тепловых сетей и решения связанных с этим практических задач для тепловых сетей различных городов получило широкое развитие в ВТИ. Разработка теории гидравлических цепей и ее применение для расчета гидравлических режимов тепловых сетей с помощью современных ЭВМ развивается в Сибирском энергетическом институте СО АН СССР [36].

Большая работа по разработке и совершенствованию программ расчета гидравлических режимов тепловых сетей проводится в последние годы в институте ВНИПИэнергопром и Карагандинском политехническом институте [71].

Программа расчета на ЭВМ должна быть универсальной, т. е. одна и та же программа должна допускать возможность расчета закрытой или открытой тепловой сети лю-

бой конфигурации, в одно- или двухлинейном изображении, регуляторами расхода у абонентов или без них, с регуляторами давления в сети и т. д.

Программа должна допускать расчет сети с большим числом колец, участков, насосов, абонентов, соответствующим реальным сетям. Система подготовки исходных данных должна быть достаточно простой. В программе должен производиться контроль за правильной подготовкой и записью исходных данных. Расчет должен производиться с заданной степенью точности. Время счета должно быть невелико и должно измеряться минутами. Результаты расчета должны печататься в форме, удобной для их обработки и анализа, в частности в виде пьезометрического графика.

Разработанные в последнее время программы расчета стационарных гидравлических режимов тепловых сетей в основном удовлетворяют указанным требованиям.

4.3. МЕТОДЫ РАСЧЕТА СТАЦИОНАРНОГО ПОТОКОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ В МНОГОКОЛЬЦЕВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СЕТЯХ

Для расчета напоров и расходов воды в многокольцевых тепловых сетях в большинстве случаев используются методы, основанные на решении замкнутых систем нелинейных алгебраических уравнений.

Системы уравнений составляются из условий соблюдения закона сплошности и закона сохранения энергии, т. е. аналогов первого и второго законов Кирхгофа для всех независимых узлов и контуров, а также с учетом замыкающих уравнений связи между напорами и расходами для всех участков сети. Как известно, для трубопроводов тепловых сетей справедлив квадратичный закон гидравлических потерь.

С учетом известного топологического соотношения

$$k = p - q + 1, \tag{4.1}$$

где k, p, q — количество независимых контуров, участков, узлов. В общую систему из p уравнений, определяющую стационарное потокораспределение в тепловой сети, входит k нелинейных уравнений вида

$$\sum_c S_i V_i |V_i| - \sum_c H_{\text{н}i} = 0. \tag{4.2}$$

и $q - 1$ линейных уравнений вида

$$\sum V_j = 0, \tag{4.3}$$

где S_i, V_i — сопротивления и расходы на всех участках i контура c; $\sum\limits_c H_{\text{н}i}$ — алгебраическая сумма напоров насосных групп на всех участках i контура c; V_j — расходы в узле j.

Для решения полученной системы уравнений может быть использован классический метод Ньютона. Разработаны и применяются несколько модификаций метода Ньютона. Как показано в [36], наибольшим преимуществом обладает метод контурных расходов, разработанный в СЭИ СО АН СССР. Частным случаем метода контурных расходов является широко применяемый в настоящее время метод гидравлической увязки многокольцевых сетей Лобачева—Харди—Кросса. Согласно этому методу после определения независимых контуров и узлов сети, выбор которых существенно влияет на сходимость вычислительного процесса, задаются произвольным распределением расходов по участкам, удовлетворяющим уравнению (4.3) для всех узлов сети. При этом расход воды, притекающей к узлу, условно считается положительным, вытекающей из него — отрицательным.

При определении потерь напора в каждом независимом контуре согласно уравнению (4.2) соблюдается следующее правило знаков: расходы и соответствующие потери напора считаются положительными на участках, где рас-

ход направлен в данном контуре по часовой стрелке, и отрицательными при обратном направлении потока.

В контурах, содержащих насосные группы, их напор считается положительным в том случае, если насосы подают воду (повышают напор) по направлению против часовой стрелки. Если создаваемый насосной группой напор в значительной степени зависит от расхода, то ее характеристика должна учитываться при расчете. Характеристика насосной группы может быть приближенно выражена формулой (2.1). В этом случае насосную группу можно рассматривать как участок сети с сопротивлением $S_н$.

В общем случае произвольно выбранные в качестве начального приближения расходы (в современных программах это делается автоматически) не удовлетворяют уравнениям вида (4.2) для каждого независимого контура, и в правой части этих уравнений будет не нуль, а некоторое значение

$$\Delta h_c = \sum_c S_i V_i |V_i| - \sum_c H_{нi}, \tag{4.4}$$

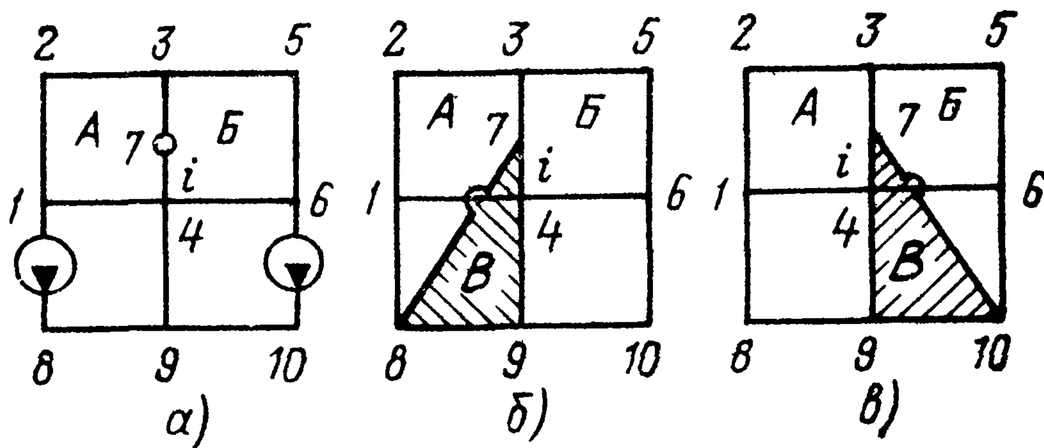


Рис. 4.1. Схемы расположения смежных колец

обычно называемое невязкой. Поэтому для каждого контура определяется поправочный расход. Наиболее простая формула для определения поправочного расхода в контуре c, определяемая из условия $\Delta h_c = 0$, имеет вид

$$\Delta V_c = K \frac{\Delta h_c^{(N)}}{\sum_c \left| S_i V_i^{(N)} \right|}, \tag{4.5}$$

где коэффициент $K = 0{,}5$; N — номер итерации. При проведении итерационного счета после определения ΔV_c для всех контуров определяются уточненные расходы на всех участках $V_i^{(N+1)}$. При этом могут иметь место два случая:

1. Участок является частью только одного кольца. Это участки внешнего контура сети. Для таких участков

$$V_i^{(N+1)} = V_i^{(N)} - \Delta V_c^{(N)}, \tag{4.6}$$

где $V^{(N+1)}$ и $V^{(N)}$ — расходы воды на любом участке контура c в двух последовательных итерациях: N и $N + 1$.

2. Участок является одновременно частью двух, трех или большего числа контуров (схемы, в которых участок является одновременно частью трех и более независимых контуров, называются неплоскими, так как они не могут быть изображены на плоскости без пересечения линий).

На рис. 4.1 схематически изображены кольцевые сети, в которых участок *4-7* кольца *А* является частью двух колец *А* и *Б* (рис. 4.1, *а*) и частью трех колец *А*, *Б* и *В* (рис. 4.1, *б* и *в*).

Для случая, изображенного на рис. 4.1, *а*, знаки расхода на участке *4-7* в кольцах *Б* и *А* всегда противоположны. При этом

$$V_{iA}^{(N+1)} = V_{i(A)}^{(N)} - \Delta V_A^{(N)} + \Delta V_Б^{(N)}, \tag{4.7}$$

где $\Delta V_{(A)}^{(N)}$ и $\Delta V_{(Б)}^{(N)}$ — поправочные расходы в кольцах *А* и *Б* в N-приближении.

Рассмотрим теперь случай, когда участок *4-7* кольца *А* является одновременно частью колец *Б* и *В*. В кольце *Б* знак расхода на участке *4-7* всегда

противоположен знаку расхода в кольце A. В кольце B знак расхода на участке 4-7 может или совпадать со знаком расхода на этом участке в кольце A (рис. 4.1, *б*), или быть противоположным ему (рис. 4.1, *в*). В случае, если знаки совпадают,

$$V_{i\,(A)}^{(N+1)} = V_{i\,(A)}^{(N)} - \Delta V_{(A)}^{(N)} + \Delta V_{(Б)}^{(N)} - \Delta V_{(B)}^{(N)}. \tag{4.8}$$

В случае, если знаки противоположны,

$$V_{i\,(A)}^{(N+1)} = V_{i\,(A)}^{(N)} - \Delta V_{(A)}^{(N)} + \Delta V_{(Б)}^{(N)} + \Delta V_{(B)}^{(N)}. \tag{4.9}$$

Расчет потокораспределения может считаться законченным после того, как сумма потерь напора в каждом кольце в результате последовательных приближений станет меньше определенного наперед заданного значения $\Delta H_{\text{доп}}$ (допустимой невязки потерь напора в кольце), т. е.

$$\left| \sum_{c} S_i V_i |V_i| - \sum_{c} H_{\text{н}i} \right| < \Delta H_{\text{доп}}. \tag{4.10}$$

После того как закончен расчет потокораспределения, т. е. определены расходы на всех участках сети, может быть произведен расчет напоров в узлах. Напоры в узлах рассчитываются по кольцам последовательно, начиная с первого кольца, в котором расположен источник питания (станция) с фиксированным напором.

4.4. РАСЧЕТ НА ЭВМ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ С РАЗЛИЧНЫМИ ГИДРАВЛИЧЕСКИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ АБОНЕНТСКИХ УСТАНОВОК

В § 3.6 была предложена классификация абонентских установок по их гидравлическим характеристикам. При этом отмечалось, что гидравлические режимы тепловой сети, а следовательно, и методы их расчета зависят от гидравлических характеристик тепловых пунктов, т. е. в основном от того, каким образом изменение гидравлического режима сети, вызванное теми или иными причинами (изменение нагрузки горячего водоснабжения, напора насосов, отключение отдельных потребителей и магистралей и т. п.), отражается на расходе воды через абонентские установки. Это зависит от схемы присоединения установок отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и установленных на тепловых пунктах дроссельных устройств и авторегуляторов.

Рассмотрим особенности расчета тепловых сетей в соответствии с указанными в § 3.6. гидравлическими характеристиками абонентских установок.

4.4.1. РАСЧЕТ СЕТЕЙ С НЕИЗМЕННЫМИ РАСХОДАМИ ВОДЫ У АБОНЕНТОВ

При неизменных, не зависящих от располагаемого напора расходах воды у абонентов гидравлические режимы подающей и обратной линий независимы; может быть произведен поочередный расчет каждого из них. При расчете подающей линии напором в первом узле является напор в подающем коллекторе станции. В результате расчета определяются расходы на всех участках и напоры во всех узлах подающей линии. При расчете обратной линии задается напор в обратном коллекторе станции. В соответствии с принятой системой знаков для расходов воды знаки всех расходов воды изменяются на противоположные. В результате расчета определяются расходы на всех участках и напоры во всех узлах обратной линии. Располагаемые напоры в сети определяются как разность между напорами в соответствующих узлах подающей и обратной линий.

Если сопротивления подающей и обратной линий всех участков одинаковы и насосные подстанции в сети отсутствуют, то расходы воды в подающей и обратной линиях всех колец одинаковы. В этом случае если сопротивлением участка считать сумму сопротивлений подающей и обратной линий, напором на станции считать располагаемый напор (разность напоров в подающем и обратном коллекторах) и знак расходов воды принять, как для подающей линии, то в результате расчета определяются расходы на участках и располагаемые напоры в узлах.

4.4.2. РАСЧЕТ СЕТЕЙ С НЕРЕГУЛИРУЕМЫМИ РАСХОДАМИ ВОДЫ НА ОТОПЛЕНИЕ

Раздельный расчет гидравлического режима подающей и обратной линий тепловой сети может производиться лишь при заданных неизменных расходах воды у абонентов и заданных расходах воды на станции. Такой подход допустим, если требуется опреде-

лить потокораспределение и напоры в сети при расчетном режиме. В случае, когда требуется рассчитать тепловую сеть при изменении гидравлического режима, например при аварийных отключениях отдельных участков магистралей, плановых переключениях в схеме сети, при изменении расхода воды на горячее водоснабжение в закрытой сети или в сети с непосредственным водоразбором, раздельный расчет подающей и обратной магистралей не может решить поставленную задачу, поскольку расходы воды у абонентов в этом случае не сохраняются постоянными, а изменяются в зависимости от располагаемого напора в сети в точке присоединения абонента, схемы абонентской установки и установленных на вводе авторегуляторов.

В общем случае для расчета переменных гидравлических режимов тепловой сети последняя должна рассматриваться как единая замкнутая гидравлическая система, включающая подающую и обратную линии, насосные установки, регулирующие устройства в сети и абонентские системы. При этом существенно увеличивается число колец в схеме сети. Так, представленная на рис. 4.2, *а* в однолинейном изображении магистраль с 5 абонентами дана в двухлинейном изображении (рис. 4.2, *б*) в виде сети с 5 кольцами и 21 участком. Однолинейная сеть с 4 кольцами и 8 абонентами (рис. 4.2, *в*) в двухлинейном изображении (рис 4.2, *г*) представляется сетью, включающей 20 колец, из которых 4 образованы подающими линиями, 4 — обратными и 12 — абонентскими системами, насосной установкой и участками подающей и обратной линий сети. Рассмотрим методы расчета тепловых сетей в двухлинейном изображении в наиболее простом случае, когда не производится регулирование расхода воды на системы отопления. В этом случае сопротивление отопительных установок, включающее в основном сопротивления элеваторов, подводящих трубопроводов и дроссельных шайб, является постоянной величиной и участки, представляющие отопительные установки, являются такими же постоянными гидравлическими сопротивлениями, как и участки трубопроводов тепловой сети. Установки горячего водоснабжения, как правило, оборудованы регуляторами температуры. Поэтому расход сетевой воды на горячее водо-

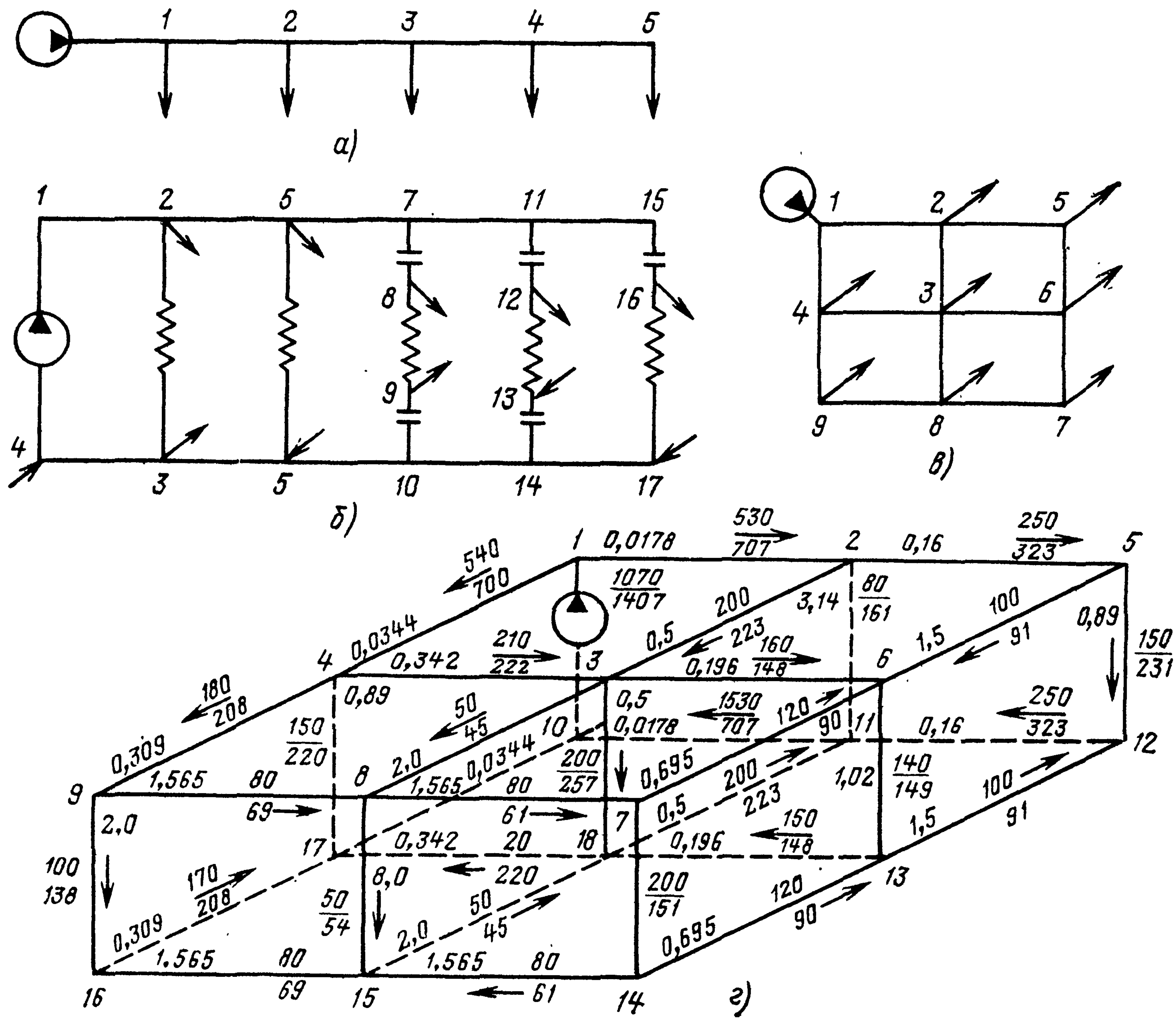


Рис. 4.2. Схема тепловых сетей:

а — магистраль с пятью абонентами в однолинейном изображении; *б* — то же в двухлинейном изображении; *в* — сеть с четырьмя кольцами и восемью абонентами в однолинейном изображении; *г* — то же в двухлинейном изображении; на участке указаны сопротивления и расходы воды, предварительно задаваемые (в числителе) и полученные в результате расчета (в знаменателе)

снабжение определяется лишь нагрузкой горячего водоснабжения и температурами сетевой воды и не зависит от располагаемого напора в сети [1]. Заданные расходы сетевой воды на горячее водоснабжение у абонентов при открытой системе теплоснабжения представляются при гидравлическом расчете сети в двухлинейном изображении как соответствующие сбросы воды в точках отбора (точки *2*, *3*, *8*, *9* на рис. 4.3, *б*), а подпитка тепловой сети на станции — как приток воды в соответствующую точку, обычно в обратную линию сети перед насосом (точка *4* на рис. 4.2, *б*). Приток равен сумме всех сбросов. При закрытой системе теплоснабжения расход сетевой воды на весь подогреватель горячего водоснабжения при параллельной схеме или на вторую ступень подогревателя при смешанной схеме представляется как сброс и приток (одинаковые по значению) в соответствующих точках абонентской установки (*5*, *6*, *12*, *13* на рис. 4.2, *б*). В зависимости от того, на какую потерю напора рассчитан элеватор отопительной системы, абонентская установка должна рассматриваться либо как один участок, если потеря напора между точками отбора воды на горячее водоснабжение равна всему располагаемому напору в сети (рис. 4.2, *б*, абоненты *2-3*; *5-6*), либо как два или три участка, если имеет место потеря напора в подводящих линиях или дроссельных шайбах, устанавливаемых, например, для обеспечения пропорциональной разрегулировки отопительных систем при наличии горячего водоснабжения (абоненты *7-10*; *11-14*; *15-17* на рис. 4.2, *б*).

Для гидравлического расчета сети должны быть известны сопротивления всех участков. Сопротивления участков подающей и обратной линий (горизонтальные участки в двухлинейной схеме) известны заранее по их диаметрам и длинам. Сопротивления абонентских установок (вертикальные участки в двухлинейной схеме) заранее неизвестны, поскольку они зависят от располагаемого напора в точке присоединения абонента при расчетном режиме, при котором производится регулировка тепловых пунктов и устанавливаются с помощью соответствующих дроссельных устройств расчетные расходы воды на системы отопления. Поэтому перед расчетом переменных гидравлических режимов сети в двухлинейном изображении должны быть произведены гидравлические расчеты отдельно подающей и обратной линий сети при расчетных расходах воды на отопление у абонентов и заданных напорах в подающем и обратном коллекторах на выводах ТЭЦ.

В результате этих расчетов определяются напоры во всех точках подающей и обратной линий, по их разности — располагаемые напоры у абонентов $\Delta^{\text{р}}_{\text{аб}}$ и сопротивления абонентов по формуле $S_{\text{аб}} = \Delta^{\text{р}}_{\text{аб}}/(V^{\text{р}}_{\text{аб}})^2$, где $V^{\text{р}}_{\text{аб}}$ — расчетный расход воды на отопление, $S_{\text{аб}}$ — сопротивления отопительных установок абонентов. Эти расчеты могут выполняться атоматически по специальной подпрограмме.

После того как определены сопротивления всех участков, сеть в двухлинейном изображении может быть рассчитана на ЭВМ по той же программе, что и многокольцевая сеть в однолинейном изображении при постоянных расходах воды у абонентов.

На рис. 4.3 представлены результаты расчета магистрали с пятью абонентами, изображенной на рис. 4.2, *а* и *б*. Расчетный расход на отопление у всех абонентов одинаков и равен 200 м³/ч. Сеть—с непосредственным водоразбором. Расход воды на горячее водоснабжение у всех абонентов одинаков и равен 100 м³/ч ($n = 0{,}5$). При расчетном режиме (водоразбор отсутствует) напор на станции 88 м, напор у последнего абонента 23 м. Потери напора на всех участках подающей и обратной линий одинаковы и равны 6,5 м. Исходя из этих условий были определены сопротивления всех участков сети и абонентов.

Режимы с водоразбором из подающей линии рассчитывались для двух вариантов:

1) при одинаковых у всех абонентов полных напорах в точках отбора воды на горячее водоснабжение (в точках *8* и *9*, см. рис. 4.2, *б*). Потеря напора в элеваторах отопительных систем всех абонентов принималась равной 15 м. Это условие при одинаковых расходах воды на горячее водоснабжение обеспечивает пропорциональное изменение расходов воды на отопление у всех абонентов;

2) при напорах в точках отбора воды, равных напорам в подающей и обратной линиях сети (как у абонента *2—3* на рис. 4.2, *б*), т. е. при условиях, не обеспечивающих пропорциональную разрегулировку отопительных систем.

В качестве исходных задавались лишь расходы воды на водоразбор. Для варианта 1 по теоретическому расчету относительный расход воды на отопление при водоразборе из подающей линии составляет 75,5% расчетного.

Как видно из рис. 4.3, *а*, полученные в результате расчета на ЭВМ расходы воды у всех абонентов одинаковы и в точности равны теоретическим значениям. Для варианта 2 (рис. 4.3, *б*) расходы воды на отопление абонентов при водоразборе существенно различны.

---

[1] Изменение располагаемого напора может в ряде случаев косвенно влиять на расход сетевой воды на горячее водоснабжение в связи с изменением температуры воды, выходящей из системы отопления, при изменении ее расхода.

В сети, изображенной на рис. 4.2, *в*, 4 кольца, а при ее двухлинейном изображении общее число колец в сети равно 20. На рис. 4.2, *г* приведены сопротивления участков сети, а также результаты расчета при напоре насоса 100 м.

На рис. 4.4 представлены результаты расчета гидравлических режимов тепловых сетей двух ТЭЦ при их параллельной работе в условиях непосредственного водоразбора. Схема сетей в однолинейном изображении (рис. 4.4, *а*) включает 5 колец, а в двухлинейном изображении (рис. 4.4 *б*) — 56 колец.

Для рассматриваемого примера расчета сети с непосредственным водоразбором сопла элеваторов рассчитаны на весь располагаемый напор в сети, поэтому каждый абонент рассматривался как один участок сети. Для определения располагаемых напоров у абонентов при расчетном режиме, необходимых для расчета сопротивлений абонентов, предварительно рассчитывалась сеть, изображенная рис. 4. 4, *а*, при расчетных расходах на отопление, заданных расходах воды от обеих ТЭЦ и заданных напорах на одной

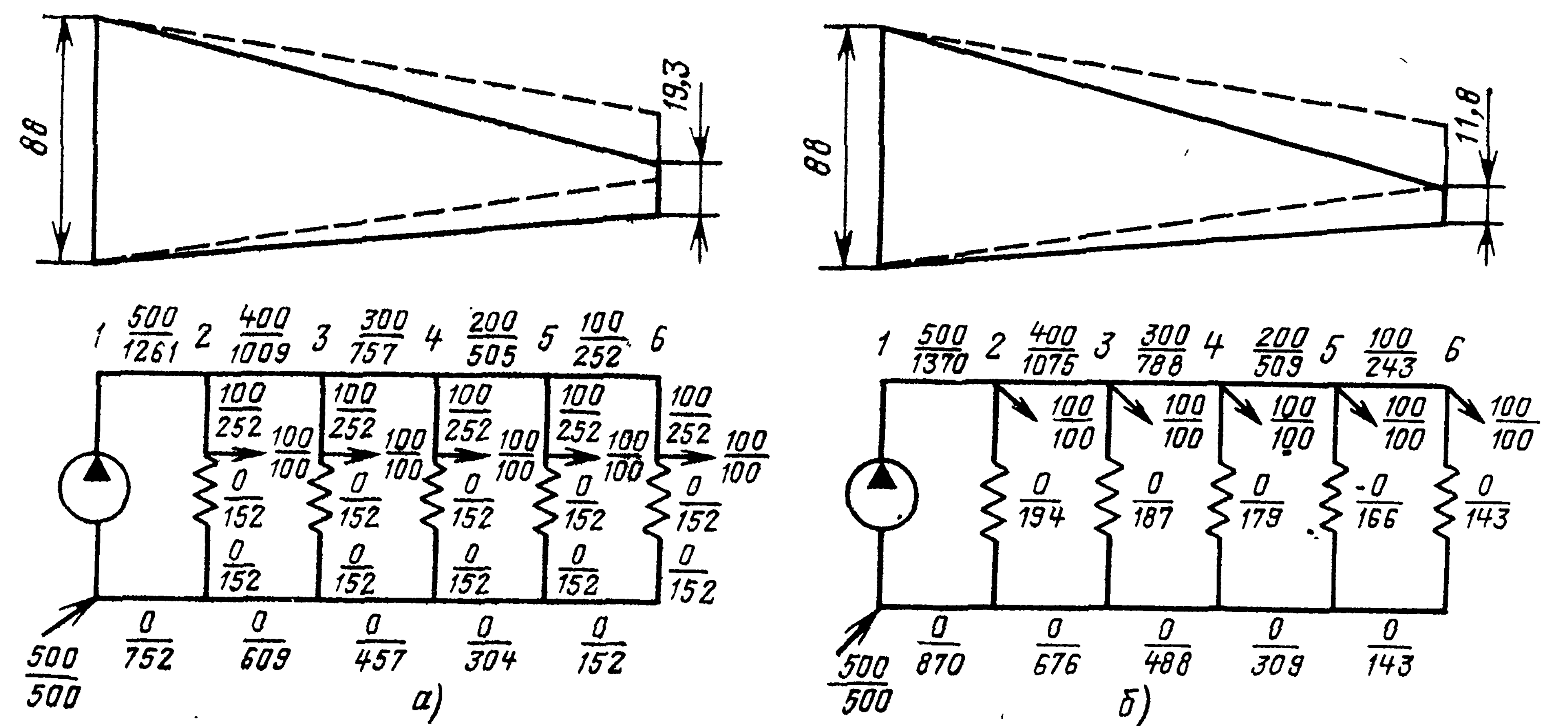


Рис. 4.3. Результаты расчета сети (рис. 4.2, *б*) при водоразборе из подающей линии: *а* — при одинаковых потерях напора в элеваторах; *б* — при потерях напора в элеваторах, равных располагаемым напорам на вводах; на участках сети указаны расходы воды, предварительно задаваемые (в числителе) и полученные в результате расчета (в знаменателе)

из станций. Поскольку в кольцевых участках сети имеются насосная подстанция, а также закрытые задвижки, потокораспределение в подающей и обратной линиях различно. Поэтому производился расчет как подающей, так и обратной линии сети. После определения сопротивлений абонентов производится расчет сети, изображенной на рис. 4.4, *б*. При этом все работающие насосы задаются напором или характеристикой. Кроме того, при расчете режимов сети с водоразбором задается распределение расходов подпиточной воды от обеих станций. На рис. 4.4, *б* представлены результаты расчета сети при двух режимах: без водоразбора (ночной режим) и при водоразборе из подающей линии. В результате расчета при всех режимах определены расходы на всех участках сети и у абонентов, а также напоры во всех узлах сети.

4.4.3. РАСЧЕТ СЕТЕЙ С РЕГУЛЯТОРАМИ РАСХОДА У АБОНЕНТОВ

При расчете гидравлических режимов тепловых сетей с регуляторами расхода, особенно при аварийных отключениях отдельных магистралей, может оказаться, что у некоторых абонентов располагаемые напоры $\Delta_{аб}$ меньше $\Delta_{аб}^{мин}$, при котором регуляторы расхода полностью открыты.

Если $\Delta_{аб} \leqslant \Delta_{аб}^{мин}$, то регулятор расхода полностью открыт и сопротивление этого абонента является минимальным:

$$S_{аб}^{мин} = \frac{\Delta_{аб}^{мин}}{\left(V_{аб}^{р}\right)^2}. \qquad (4.11)$$

Если $\Delta_{аб} > \Delta_{аб}^{мин}$, то регулятор расхода открыт неполностью и его сопротивление

$$S_{аб} = \Delta_{аб}/\left(V_{аб}^{р}\right)^2. \qquad (4.12)$$

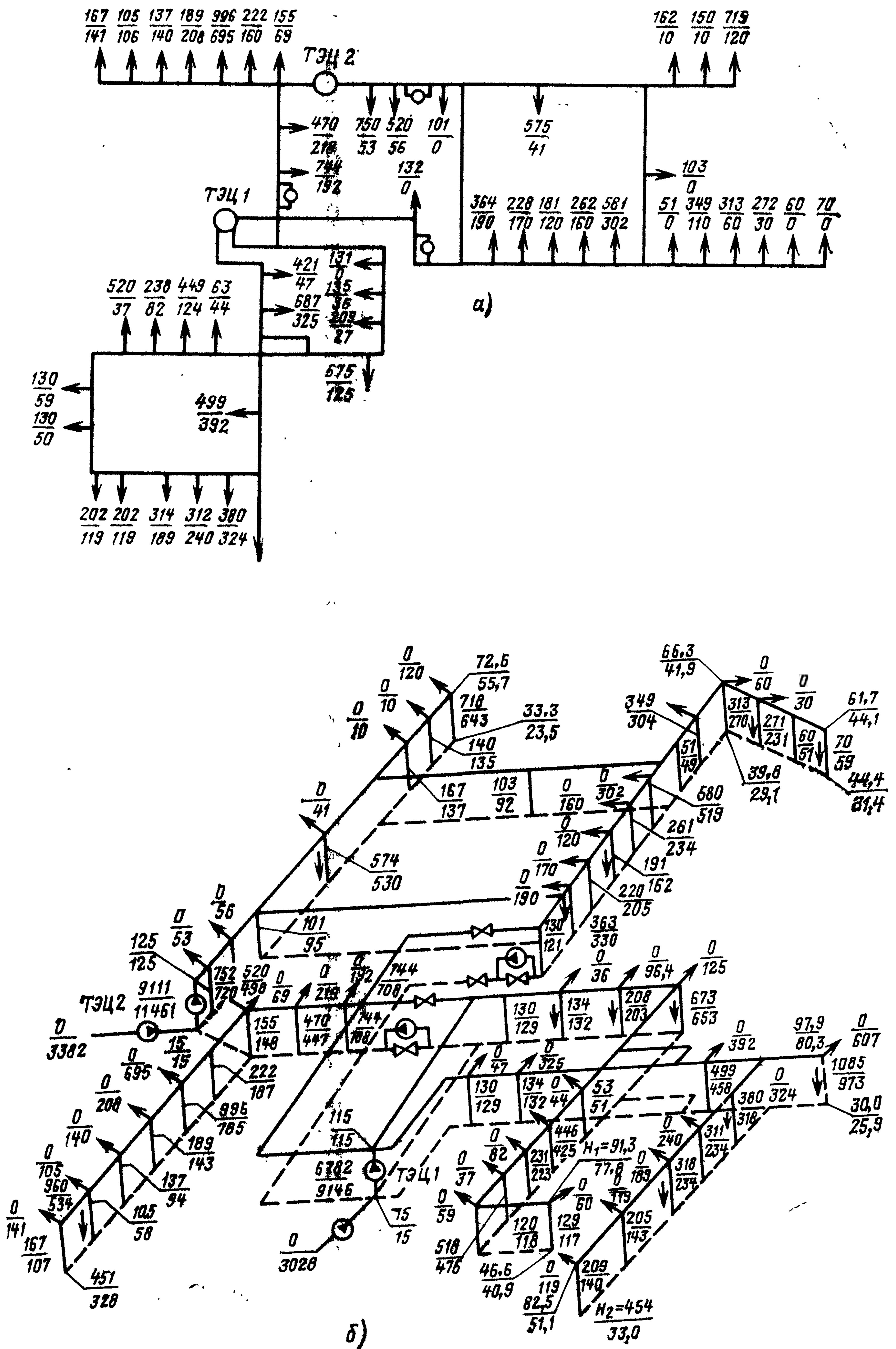


Рис. 4.4. Результаты расчета тепловых сетей при параллельной работе ТЭЦ в условиях непосредственного водоразбора:

а — схема сети в однолинейном изображении; у абонентов указаны: расчетный расход воды на отопление (м³/ч) (в числителе) и расход воды на горячее водоснабжение (в знаменателе); *б* — схема сети в двухлинейном изображении и результаты расчета при водоразборе из подающей линии. На схеме указаны расходы воды, м³/ч, и напоры, м, при двух режимах: без водоразбора (верхнее число) и с водоразбором

После определения по приведенным формулам значений $S_{аб}$ вновь производится расчет потокораспределения с новыми значениями $S_{аб}$. Расчет заканчивается, когда относительная разница в значении сопротиваения всех абонентов в двух последовательных приближениях становится меньше заданного значения.

Результаты расчета печатаются не только в табличной форме, но и в виде пьезометрических графиков по заданным магистралям. Печатаются также соответствующие отметки местности.

4.5. ОСОБЕННОСТИ СОВРЕМЕННЫХ ПРОГРАММ РАСЧЕТА НА ЭВМ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Усложнение схем тепловых сетей, требования практики о расширении круга решаемых задач, широкое распространение программ расчета гидравлических режимов тепловых сетей в вычислительных центрах энергосистем и других организаций приводят к непрерывному совершенствованию программ. В настоящее время такие работы ведут в основном в следующих направлениях: совершенствование методов счета; упрощение подготовки исходной информации и контроля за ее качеством; повышение наглядности результатов расчета и облегчение их использования.

4.5.1. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ СЧЕТА

Как отмечалось выше, система нелинейных уравнений, определяющая потокораспределение в сети, решается методом итераций путем определения поправочных расходов ΔV для всех независимых контуров сети. Как показал опыт расчета тепловых сетей, особенно в двухлинейном изображении, когда сопротивления участков контура отличаются на несколько порядков, серьезной проблемой является обеспечение сходимости процесса итеративного счета. Выяснилось, что определение поправочного расхода ΔV_c по формуле (4.5), т. е. по методу Лобачева—Кросса, во многих случаях не обеспечивает сходимости процесса, особенно при неплоских схемах, когда один участок входит в три кольца и более, а также когда в процессе счета сопротивления некоторых участков, на которых установлены регуляторы расхода или давления, изменяются для поддержания заданных параметров и появляется второй цикл итераций.

Начали разрабатываться математические методы расчета и приемы их использования, которые с максимальной вероятностью обеспечивают в этих условиях сходимость итерационного процесса.

Вначале предлагалось снижать коэффициент K в формуле (4.5) для уменьшения ΔV_0 [14], затем была предложена формула для определения поправочного контурного расхода, использующая модификацию Л. Выханду метода Ньютона—Рафсона [36]

$$\Delta V_c^{(N+1)} = \frac{\Delta h_c^{(N)}}{\sum\limits_c 2S_i \left| V_i^{(N)} \right| - \dfrac{\Delta h_c^{(N)} \sum\limits_c \operatorname{sign}\left(V_i^{(N)}\right) S_i}{\sum\limits_c 2S_i \left| V_i^{(N)} \right|}}. \tag{4.13}$$

В отличие от метода Лобачева — Кросса, где значения $\Delta V_c^{(N+1)}$ определялись последовательно для всех независимых контуров при неизменных расходах $V_i^{(N)}$ на всех участках, в рассматриваемом методе поправочный расход в контуре c сразу же изменяет расходы воды $V_i^{(N)}$ на всех участках этого контура и расчет поправочного расхода следующего контура, имеющего общие участки с контуром c, ведется уже при уточненных расходах на этих участках. Используется также метод минимума затраты мощности [72], при котором поправочный расход в контуре определяется по формуле

$$\Delta V_c^{(N+1)} = A_c^{(N)} - \operatorname{sign} A_c^{(N)} \operatorname{sign} F_c^{(N)} \sqrt{\left| F_c^{(N)} \right|},$$

где $A_c^{(N)} = \dfrac{\sum\limits_c S_i \left| V_i^{(N)} \right|}{\sum\limits_c S_i \operatorname{sign} V_i^{(N)}}$; $B_c^{(N)} = \dfrac{\Delta h_c}{\sum\limits_c S_i \operatorname{sign} V_i^{(N)}}$; $F_c^{(N)} = \left[A_c^{(N)}\right]^2 - B_c^{(N)}$.

В программах предусматривается возможность проведения итерационного счета различными методами. Ведется контроль за сходимостью итераций, и при необходимости осуществляется автоматический переход от одного метода итеративного счета к другому.

Существенное значение имеет задание начального приближения таким образом, чтобы оно было возможно ближе к искомому решению. Расходы на участках $V_i^{(1)}$, принимаемые в качестве начального приближения, могут определяться из решения системы линейных уравнений, составленных для всех независимых контуров,

$$\sum_c \sqrt{S_i}\, V_i^{(0)} - \sum_c \sqrt{H_{\text{н}i}} = 0,$$

где $V_i^{(0)}$ — расходы воды на участках, определенные автоматически после формирования «дерева» сети. Под «деревом» сети понимается схема, включающая все участки сети, за исключением хорд, т. е. участков, принадлежащих только одному контуру. Кроме этого способа применяется другой, при котором задаются начальные приближения на хордах, являющихся потребителями. Расходы принимаются равными расчетным с последующим их суммированием по «дереву» сети.

Как отмечалось, процесс итераций осложняется изменением сопротивлений регуляторов расхода и регуляторов давления.

Для уменьшения числа участков с переменными сопротивлениями регуляторов расхода применяется следующий прием. В процессе счета на участках, где установлены регуляторы расхода, сравнивается полученное значение $\Delta_{\text{аб}}$ с $\Delta_{\text{аб}}^{\text{мин}}$. Если $\Delta_{\text{аб}} < \Delta_{\text{аб}}^{\text{мин}}$, то регулятор полностью открыт и его сопротивление, определяемое по (4.11), неизменно. В противном случае регулятор находится в зоне регулирования. При этом вместо того, чтобы определять его сопротивление, обеспечивающее расчетный расход $V_{\text{аб}}^{\text{р}}$ по (4.12), этот участок исключается из схемы сети и заменяется стоком из узла подающей линии с расходом $V_{\text{аб}}^{\text{р}}$ и таким же притоком в соответствующий узел обратной линии.

Итерационная увязка сопротивлений регуляторов давления производится интерполяцией по нескольким значениям сопротивлений регуляторов давления на предыдущих итерациях.

4.5.2. УПРОЩЕНИЕ ПОДГОТОВКИ ИСХОДНОЙ ИНФОРМАЦИИ И КОНТРОЛЯ ЗА ЕЕ КАЧЕСТВОМ

В современных программах формирование контуров производится автоматически. Для этого достаточно в исходных данных указать наименования или номера узлов начала и конца участков подающей линии. По заданию будет сформирована схема подающих линий, обратных линий, а также схема сети в двухлинейном изображении. При этом будут учтены заданные различия отдельных участков подающей и обратной линий.

Сопротивления участков сети могут быть заданы непосредственно или могут определяться по заданным диаметрам, длинам, коэффициентам шероховатости и местным сопротивлениям. Последние или могут задаваться коэффициентом местных потерь, или подсчитываться по заданным местным сопротивлениям и коэффициентам их гидравлических сопротивлений.

Не требуется задавать первоначальные расходы на всех участках сети. Это реализуется программой на основании заданных расходов воды у потребителей или заданных сопротивлений потребителей и напоров насосов. Расходы воды у потребителей могут также определяться программой по заданным тепловым нагрузкам отопления, вентиляции и горячего водоснабжения у потребителей и удельным расходам воды на эти виды тепловой нагрузки. Относительная нагрузка горячего водоснабжения, а также соотношение отборов из подающей и обратной линий открытой тепловой сети могут быть изменены одновременно у всех абонентов.

По заданию может производиться расчет подающей линии, обратной линии или расчет сети в двухлинейном изображении. В последнем случае сопротивления абонентов определяются программой по располагаемому напору, определенному на основании предварительного расчета подающей и обратной линий. При наличии в вычислительном центре архива, в котором хранятся сведения об участках сети и абонентах, эти данные могут быть выбраны из архива автоматически и использованы в качестве исходных для расчета гидравлических режимов.

4.5.3. ПОВЫШЕНИЕ НАГЛЯДНОСТИ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА И ОБЛЕГЧЕНИЕ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

Наиболее наглядно результаты расчета гидравлических режимов представляются в виде пьезометрических графиков. Поэтому все современные программы предусматривают выдачу результатов расчета не только в виде таблиц, но и в виде пьезометрических графиков по заданным тепломагистралям. На пьезометрических графиках в задан-

ных масштабах напоров и длин печатаются напоры в узлах подающей и обратной линий, напоры насосов, а также отметки местности. На основании линейной интерполяции печатаются указанные параметры и на участках между расчетными узлами. Печатается также сопровождающая график информация о длине участков, диаметрах, потерях напора на участках, напорах в узлах.

По заданию из общей таблицы результатов расчета может выбираться и отдельно печататься информация об узлах, напоры в которых выходят за указанные в исходных данных допустимые пределы, и об участках, удельные потери на которых превышают допустимые.

Глава пятая

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Расчет гидравлических режимов разветвленных и многокольцевых сетей с большим числом абонентов, какими являются реальные сети, может производиться лишь с применением современных средств вычислительной техники методами, изложенными в предыдущей главе. Однако некоторые общие закономерности гидравлических режимов могут быть определены аналитически при рассмотрении идеализированных сетей с равномерно распределенной нагрузкой, непрерывной или дискретной.

Поскольку гидравлические режимы закрытых и открытых сетей существенно различны, они рассмотрены раздельно в гл. 5 и 6. В обеих главах сначала рассматриваются идеализированные, а затем реальные тепловые сети.

5.1. ИДЕАЛИЗИРОВАННАЯ СЕТЬ С НЕИЗМЕННЫМИ РАСХОДАМИ ВОДЫ У АБОНЕНТОВ

5. 1. 1. СЕТЬ С РАВНОМЕРНОЙ НАГРУЗКОЙ И ОДНИМ ИСТОЧНИКОМ ПИТАНИЯ

Если нагрузка V_c расположена не в конце сети длиной L, а распределена равномерно ($v_{уд} = V_c/L$) по длине сети постоянного диаметра ($S_{уд} = \text{const}$), то сопротивление последней определяется следующим образом (рис. 5.1). Потеря напора на участке сети dl, расположенном на расстоянии l от конца сети,

$$d\delta = S_{уд} V^2 \, dl = S_{уд} \left(\frac{V_c}{L} l\right)^2 dl = S_{уд} \frac{V_c^2}{L^2} l^2 \, dl.$$

Проинтегрировав от 0 до L, получим

$$\delta = S_{уд} \frac{V_c^2}{L^2} \frac{L^3}{3} = \frac{1}{3} S_{уд} L V_c^2 = \frac{1}{3} S V_c^2. \qquad (5.1)$$

Потеря напора в сети δ при постоянном удельном сопротивлении и равномерно распределенной нагрузке в 3 раза меньше, чем при расположении всей нагрузки в конце сети.

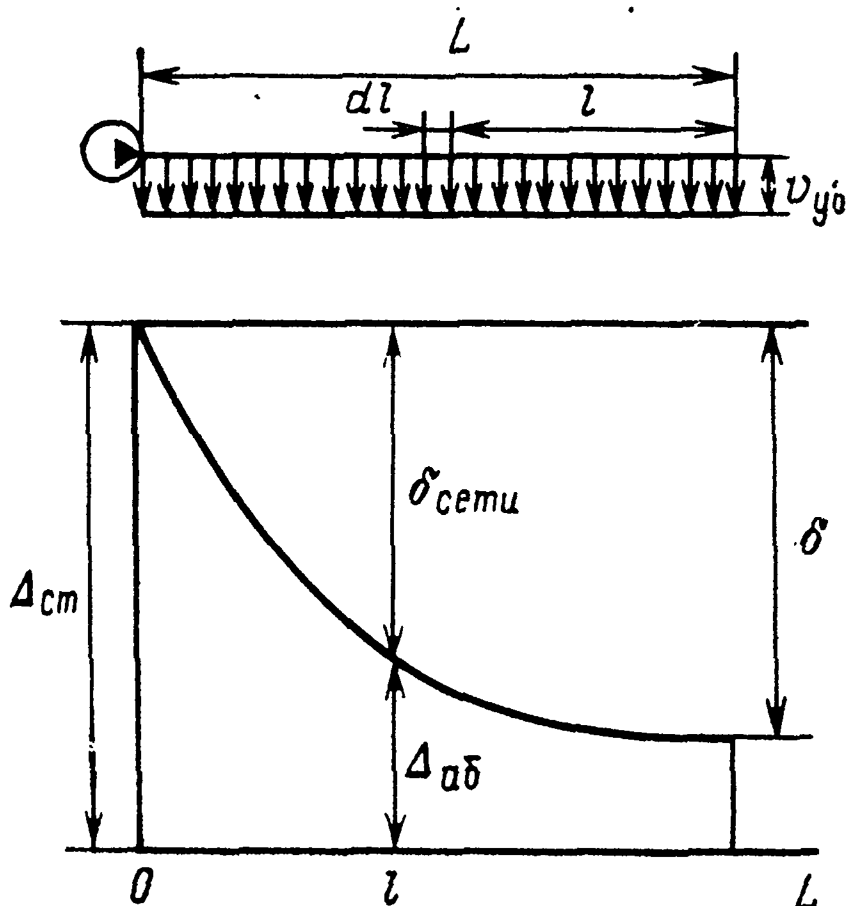
Если нагрузка сосредоточена в n точках сети и сопротивления участков сети различны, то потеря напора в сети δ_c равна сумме потерь напора на всех участках δ_i:

$$\delta_c = \sum_{i=1}^{n} \delta_i = S_1 (V_1 + V_2 + \ldots + V_n)^2 + S_2 (V_2 + \ldots + V_n)^2 + \ldots + S_n V_n^2. \qquad (5.2)$$

Суммарная потеря напора в сети с четырьмя абонентами может быть графически изображена следующим образом (рис. 5.2). По оси абсцисс последовательно откладываются в определенном масштабе расходы воды абонента-

ми V_1, V_2, V_3, V_4, а по оси ординат — потери напора. Из точки A строится квадратичная парабола S_1V^2, пересечение которой с ординатой $N - N_1$ отсекает отрезок δ_1, равный потере напора на первом участке при расходе воды V_c. Затем из точки B_1 строится квадратичная парабола S_2V^2, располагающаяся выше параболы S_1V^2. Пересечение параболы S_2V^2 с ординатой $N - N_1$ отсекает отрезок δ_2, равный потере напора на втором участке при расходе воды $V_c - V_1$.

Таким же образом производится построение для всех остальных участков сети. В результате на ординате N-N_1 отрезок N-N_1 будет соответствовать в принятом масштабе сумме потерь напора на всех участках, т. е. потере напора в сети при расходе воды V_c. По рис. 5.2 легко определить поте-



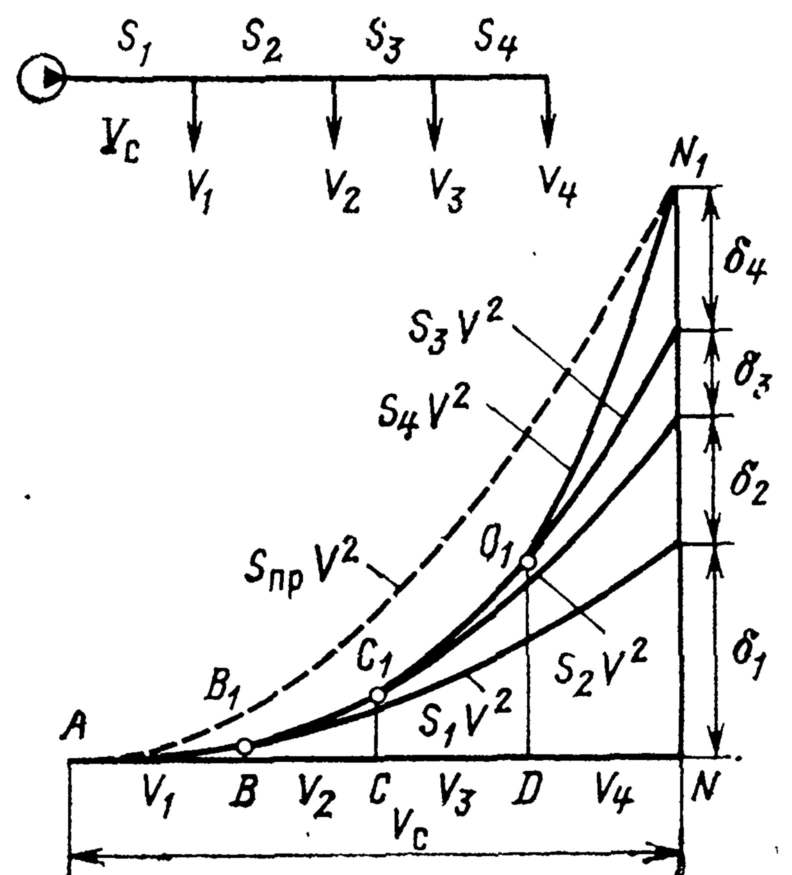


Рис. 5.1. Потеря напора в сети постоянного диаметра с равномерно распределенной нагрузкой

Рис. 5.2. Потеря напора в сети с сосредоточенными нагрузками

рю напора в сети при последовательном отключении последних абонентов. Например, если отключился последний абонент с расходом V_4, то потеря в сети при расходе воды $V_c - V_4$ изобразится отрезком $D - D_1$.

В ряде случаев удобно пользоваться понятием «приведенное сопротивление» сети $S_{пр}$, равное сопротивлению транзитной сети, имеющей расход воды и потерю напора такие же, как у данной сети с сопротивлением S. Для сети с числом участков и абонентов, равным n, приведенное сопротивление определяется из выражения

$$S_{пр} = \frac{\delta_c}{V_c^2} = S = S_1 + S_2\,(\beta_2 + \beta_3 ... + \beta_n)^2 + S_3\,(\beta_3 + ... \beta_n)^2 + ... + S_n\,\beta_n^2, \quad (5.3)$$

где $\beta_i = V_i/V_c$ — относительные нагрузки абонентов. На рис. 5.2 пунктиром изображена характеристика такой сети $\delta = S_{пр}V^2$, которая совпадает с характеристикой действительной сети в точках A и N_1, т. е. при $V = 0$ и $V = V_c$, а при промежуточных значениях расхода воды отличается от нее, как показали многочисленные расчеты, на сравнительно небольшую величину.

В частном случае при одинаковых сопротивлениях всех участков

$$S_1 = S_2 = ... = S_n = S_{уд}\frac{L}{n}$$

и одинаковых расходах воды у всех абонентов

$$V_1 = V_2 = \ldots = V_n = \frac{V_c}{n}$$

или

$$\beta_1 = \beta_2 = \ldots \beta_n = \frac{1}{n}$$

выражение (5.3) принимает вид

$$S = S_{уд} \frac{L}{n}\left[1 + \left(\frac{n-1}{n}\right)^2 + \left(\frac{n-2}{n}\right)^2 + \ldots + \left(\frac{1}{n}\right)^2\right] =$$

$$= S_{уд} L \frac{1 + 2^2 + \ldots + (n-1)^2 + n^2}{n^3} = S_{уд} L \frac{(n+1)(2n+1)}{6n^2} =$$

$$= S_{уд} L \frac{1}{6}\left(1 + \frac{1}{n}\right)\left(2 + \frac{1}{n}\right). \qquad (5.4)$$

При $n = \infty$ $S = \frac{1}{3} S_{уд} L$ и $\delta = \frac{1}{3} S_{уд} L V_c^2$.

Это выражение совпадает с (5.1).

5.1.2. СЕТЬ С ДВУМЯ ИСТОЧНИКАМИ ПИТАНИЯ

Основной задачей расчета сети с двумя источниками питания является определение точки водораздела и расходов воды от каждого источника.

Если нагрузка сосредоточена в n точках сети (см., например, рис. 5.3, где $n = 5$ и сопротивления участков сети различны), то точка водораздела может быть найдена с помощью приведенных сопротивлений сети.

Приведенное сопротивление сети при ее одностороннем питании от источника A

$$S_{AB} = \frac{1}{V_c^2}\left[S_1 V_c^2 + S_2 (V_2 + \ldots + V_n)^2 + \ldots + S_n V_n^2\right] = S_1 + S_2 (\beta_2 + \ldots + \beta_n)^2 + \ldots + S_n \beta_n^2 \qquad (5.5а)$$

и от источника B

$$S_{BA} = \frac{1}{V_c^2}\left[S_2 V_1^2 + S_3 (V_1 + V_2)^2 + \ldots + S_{n+1} V_c^2\right] = S_2 \beta_1^2 + S_3 (\beta_1 + \beta_2)^2 + \ldots + S_{n+1}. \qquad (5.5б)$$

Рис. 5.3. Точка водораздела в сети с сосредоточенными нагрузками

Потеря напора при одностороннем питании сети от источников A и B

$$\left.\begin{aligned} \delta_{AB} &= S_{AB} V_c^2; \\ \delta_{BA} &= S_{BA} V_c^2. \end{aligned}\right\} \qquad (5.6)$$

При расходе воды от источников A и B соответственно V_A и $V_B = V_c - V_A$ потери напора на участках сети, питаемых от каждого из источников, приближенно равны

$$\left.\begin{aligned} \delta_A &\approx S_{AB} V_A^2; \\ \delta_B &\approx S_{BA} V_B^2. \end{aligned}\right\} \qquad (5.7)$$

Напор в точке водораздела

$$\Delta_0 = \Delta_A - \delta_A = \Delta_B - \delta_B \tag{5.8а}$$

или

$$\Delta_0 = \Delta_A - S_{AB} V_A^2 = \Delta_B - S_{BA} (V_c - V_A)^2, \tag{5.8б}$$

где Δ_A и Δ_B — напоры насосов у источников A и B.

Отсюда относительные расходы воды от источников A и B

$$\left.\begin{aligned} \overline{V}_A = \frac{V_A}{V_c} = \frac{\sqrt{1 + \left(\dfrac{S_{AB}}{S_{BA}} - 1\right)\left(\dfrac{\Delta_A - \Delta_B}{S_{BA} V_c^2} + 1\right)} - 1}{\dfrac{S_{AB}}{S_{BA}} - 1}; \\ \overline{V}_B = \frac{V_B}{V_c} = \frac{\sqrt{1 + \left(\dfrac{S_{BA}}{S_{AB}} - 1\right)\left(\dfrac{\Delta_B - \Delta_A}{S_{AB} V_c^2} + 1\right)} - 1}{\dfrac{S_{BA}}{S_{AB}} - 1}. \end{aligned}\right\} \tag{5.9}$$

Потери напора, определенные по формуле (5.6) при частичных нагрузках $V_A < V_c$; $V_B < V_c$ (штриховые линии на рис. 5.3), являются приближенными; они несколько больше действительных потерь напора, определенных по уравнению (5.2) (см. рис. 5.2).

5.1.3. НАСОСНЫЕ И ДРОССЕЛЬНЫЕ ПОДСТАНЦИИ

Если на одной из двух станций A и B, работающих на общую сеть, например на станции A (рис. 5.4), установить последовательно с сетевым насосом с напором Δ'_A дополнительный насос с напором Δ_{HA}, то расход воды от станции A увеличится, а от станции B уменьшится. Новые расходы воды, которые установятся в сети при этом режиме, могут быть определены по уравнению (5.9), где $\Delta_A = \Delta'_A + \Delta_{HA}$. Точка водораздела переместится в сторону станции B.

Пьезометрический график для этого случая показан на рис. 5.4 сплошной линией *2*. Поскольку точка водораздела переместилась в сторону станции B, расход воды от станции A увеличился, а от станции B уменьшился. Поэтому уклон пьезометрического графика от станции A увеличился, а от станции B уменьшился по

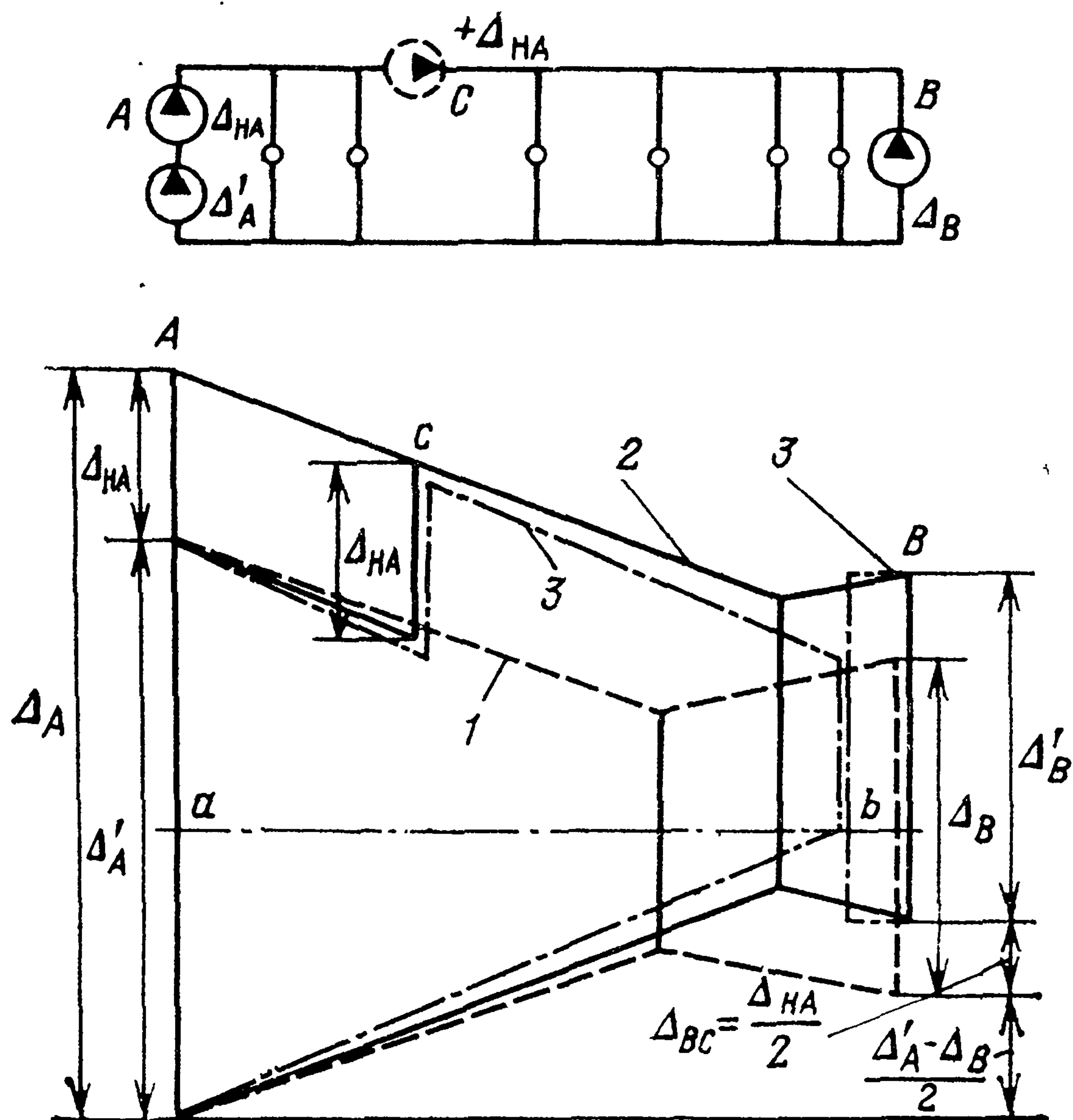


Рис. 5.4. Пьезометрический график при включении насосной подстанции

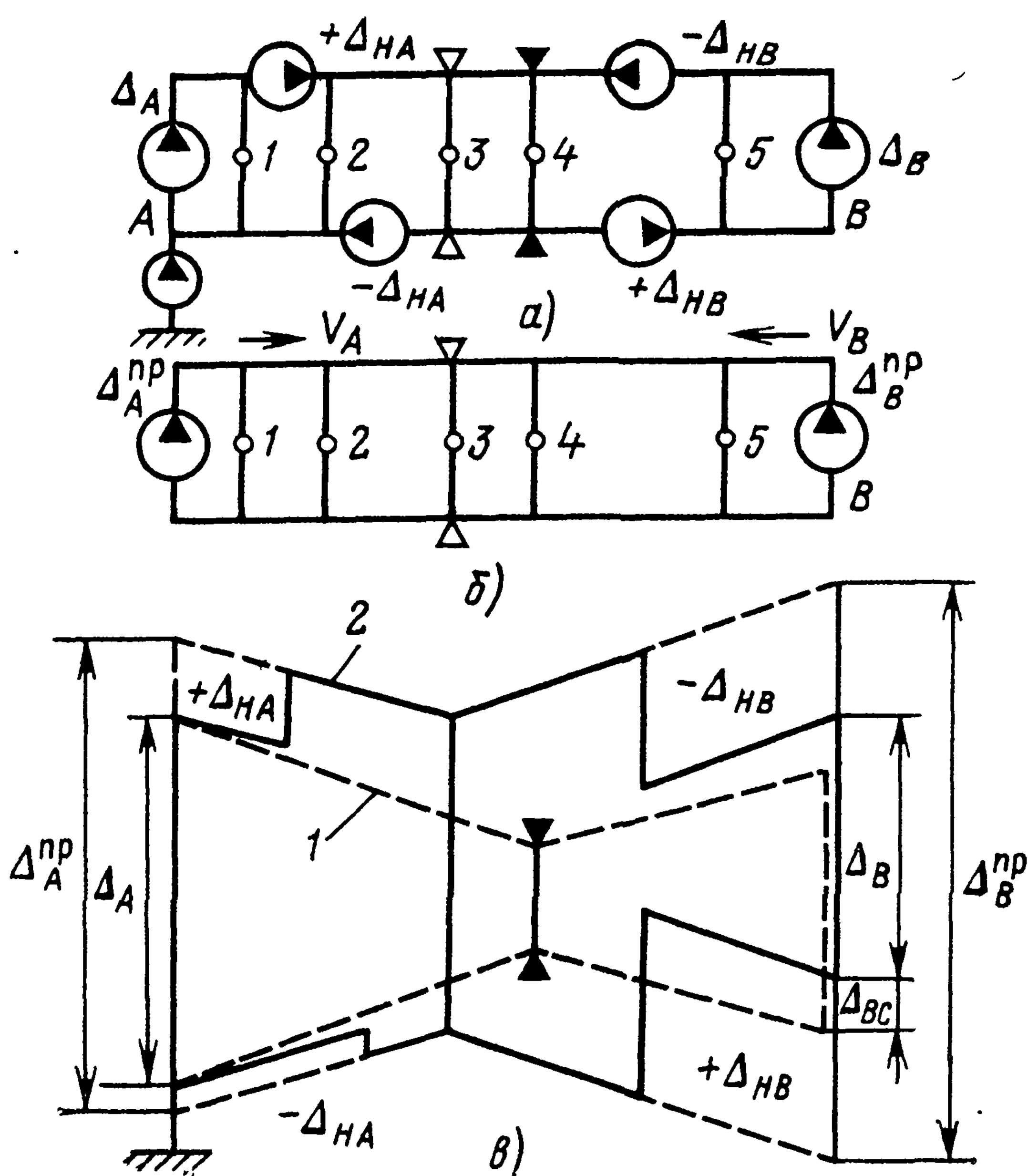


Рис. 5.5. Гидравлический режим сети с несколькими подстанциями при двустороннем питании:

1 — пьезометрический график сети без насосных подстанций; 2 — то же с насосными подстанциями

сравнению с исходным пьезометрическим графиком без дополнительного насоса (штриховая линия *1* на рис. 5.4).

Будем обозначать индексами *А* и *В* направления подачи насосной подстанции. Так, Δ_{HA} означает, что насосная подстанция повышает напор на величину Δ_H и подает воду в том же направлении, что и насос в точке *А*. Δ_{HB} означает, что направление подачи воды этой насосной подстанцией совпадает с направлением подачи воды от источника *В* независимо от расположения насоса на подающей или обратной линии.

Местоположение точки водораздела при постоянных напорах насосов на станциях *А* и *В* не изменится, если дополнительный насос при неизменном напоре Δ_{HA} переместить в любую точку сети, например *С* (рис. 5.4), не изменяя направления подачи насоса (насосной подстанции).

Действительно, если предположить, что точка водораздела сместится, например, в сторону станции *В* (в точку *b*), то V_A увеличится, V_B уменьшится. Соответственно потери напора от станции *А* до точки водораздела увеличатся, а от станции *В* до точки водораздела уменьшатся, как это изображено на рис. 5.4 штрихпунктирными линиями *3*. Очевидно, что такой пьезометрический график не может иметь места, так как в одной и той же точке *b* не могут одновременно иметь места два разных давления. Следовательно, точка *b* не является водоразделом. Таким образом, включение насосной подстанции изменяет местоположение точки водораздела и соответственно расходы воды от обеих станций. Это изменение расходов воды определяется только величиной напора насосной подстанции и направлением ее подачи и не зависит от места установки подстанции.

Для определения точки водораздела в сети с несколькими насосными подстанциями последняя может быть приведена к простой сети с двумя станциями (рис. 5.5). Значения нагрузок станций *А* и *В* определяются по уравнению (5.9), в которое войдут приведенные напоры

$$\Delta_A^{пр} = \Delta_A + \Sigma\Delta_{HA} \text{ и } \Delta_B^{пр} = \Delta_B + \Sigma\Delta_{HB}, \tag{5.10}$$

где $\Sigma\Delta_{HA}$ — сумма напоров подстанций, расположенных на прямой и обратной магистралях, подающих воду в том же направлении, что и станция *А*; $\Sigma\Delta_{HB}$ — то же для станции *В*.

Таким образом, при заданной тепловой сети и заданном расположении абонентов местоположение точки водораздела зависит от суммарного напора основной станции и насосных подстанций, действующих в одном направлении.

Действительное местоположение насосных и дроссельных подстанций должно учитываться лишь при построении пьезометрического графика, так как оно определяет располагаемые напоры на отдельных участках сети.

5.1.4. НАПОРЫ ВО ВСАСЫВАЮЩИХ КОЛЛЕКТОРАХ ПАРАЛЛЕЛЬНО РАБОТАЮЩИХ СТАНЦИЙ

При отсутствии в сети насосных подстанций и одинаковом сопротивлении соответствующих участков подающей и обратной магистралей пьезометрический график *1*, как видно из рис. 5.4, имеет ось симметрии *а — б*. Разность полных напоров на обратных коллекторах обеих станций равна полуразности напоров, развиваемых сетевыми насосами

$$\Delta_{BC} = (\Delta_A - \Delta_B)/2. \qquad (5.11)$$

Включение насосной или дроссельной подстанции на подающей или обратной магистрали приводит не только к изменению местоположения точки водораздела, но и к изменению напора на всасывающих коллекторах станций (рис. 5.4).

В системе, питаемой водой от двух или нескольких станций, фиксация напора может производиться на всасывающем коллекторе одной станции. Эту станцию в дальнейшем будем называть «фиксированной», остальные — «свободными». Насосная подстанция на подающей или обратной магистрали, подающая воду в сторону «свободной» станции, приводит к увеличению напора на всасывающем коллекторе этой станции на величину, равную половине напора, развиваемого подстанцией (рис. 5.6; графики *2* и *1*). Насосная подстанция, подающая воду в сторону фиксированной станции, снижает этот напор на такое же значение (рис. 5.6, графики *3* и *1*).

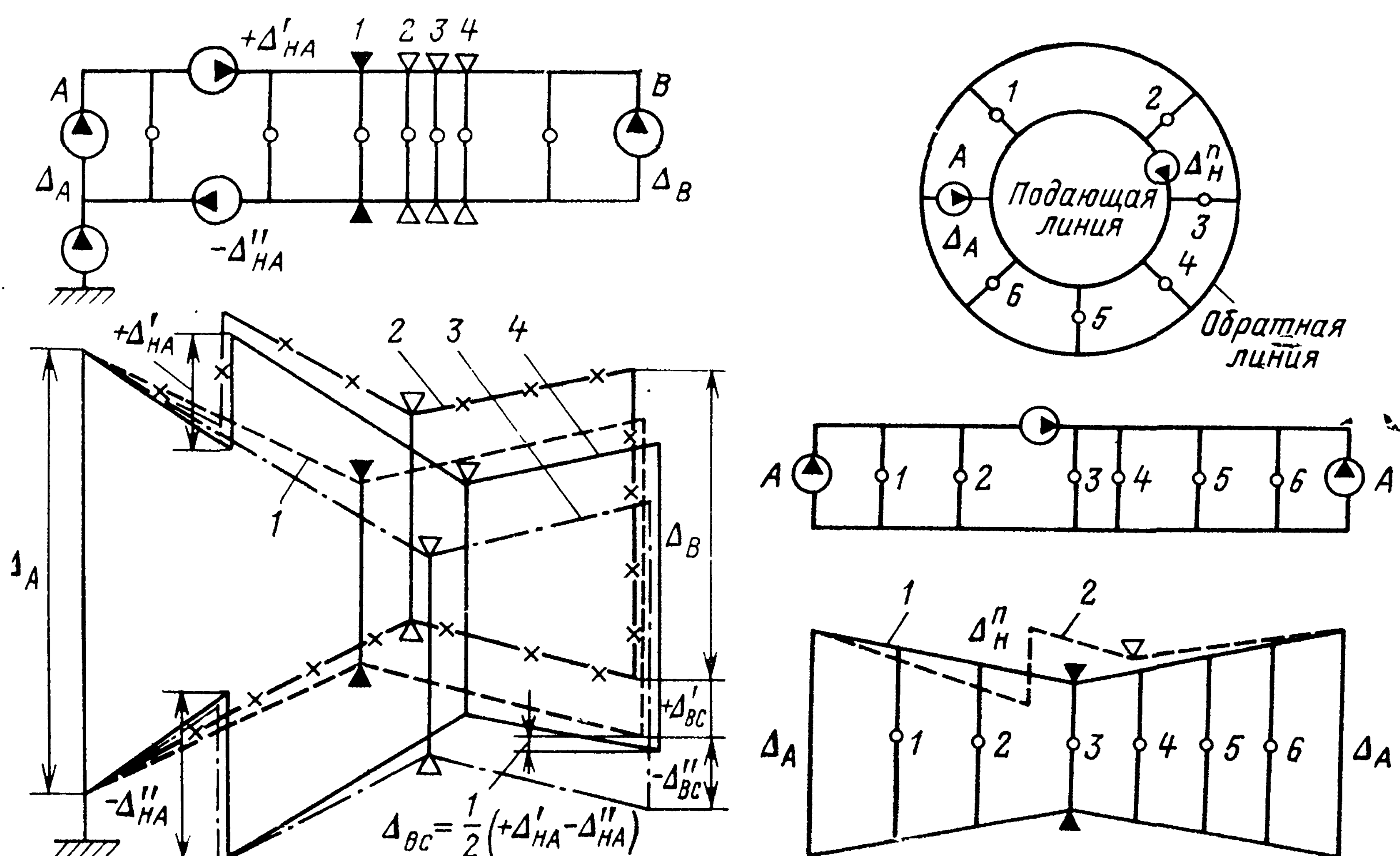


Рис. 5.6. Изменение напора во всасывающем коллекторе станции при включении насосных подстанций:

1 — пьезометрический график без насосных подстанций; *2* — то же при включении насосной подстанции с напором $+\Delta'_{HA}$ на подающей магистрали; *3* — то же при включении насосной подстанции с напором Δ''_{HA} на обратной магистрали; *4* — то же при включении обеих насосных подстанций

Рис. 5.7. Гидравлический режим кольцевой сети:

1 — пьезометрический график сети без подстанций; *2* — то же при работе подстанций

При включении нескольких насосных подстанций с напорами Δ_{Hi}, подающих воду в различных направлениях, изменение напора на всасывающем коллекторе свободной станции равно алгебраической полусумме напоров подстанций:

$$\Delta_{BC} = \frac{1}{2} \Sigma \Delta_{Hi}. \tag{5.12}$$

Напоры подстанций, подающих воду в сторону свободной станции, имеют знак плюс, а напоры подстанций, подающих воду в противоположном направлении,— знак минус вне зависимости от расположения подстанций на подающей или обратной магистрали (рис. 5.6, графики *4* и *1*).

5.1.5. ОДНОКОЛЬЦЕВАЯ СЕТЬ

Однокольцевую сеть, изображенную на рис. 5.7, можно рассматривать как линейную сеть с двумя станциями, имеющими одинаковый напор.

Точка водораздела в такой сети может быть определена по уравнениям (5.9), в которых S_{AB} и S_{BA} — приведенные сопротивления кольцевой сети при одностороннем питании ее соответственно по часовой стрелке и против нее. Для однокольцевой сети, изображенной на рис. 5.7, при одинаковых сопротивлениях соответствующих участков подающей и обратной магистралей точки водораздела в подающей и обратной магистралях совпадают. Иное положение имеет место, если эти сопротивления различны или если в кольцевой сети установлена насосная подстанция (рис. 5.7).

В той линии (подающей или обратной), где включена насосная подстанция, точка водораздела перемещается и в общем случае не совпадает с точкой водораздела в линии, где насосная подстанция отсутствует. Это означает, что расходы воды в подающей и обратной линиях на одних и тех же участках сети могут быть неодинаковыми. Поэтому для анализа гидравлического режима такой сети следует рассматривать отдельно подающую и обратную магистрали.

В той кольцевой линии (подающей или обратной), где отсутствуют насосные подстанции, расходы воды в обоих направлениях от станции определяются по уравнению (5.9). Если в кольцевой линии установлено несколько насосных подстанций (рис. 5.8), расходы воды в обоих направлениях от станции определяются по уравнению (5.9), в котором Δ_A и Δ_B — приведен-

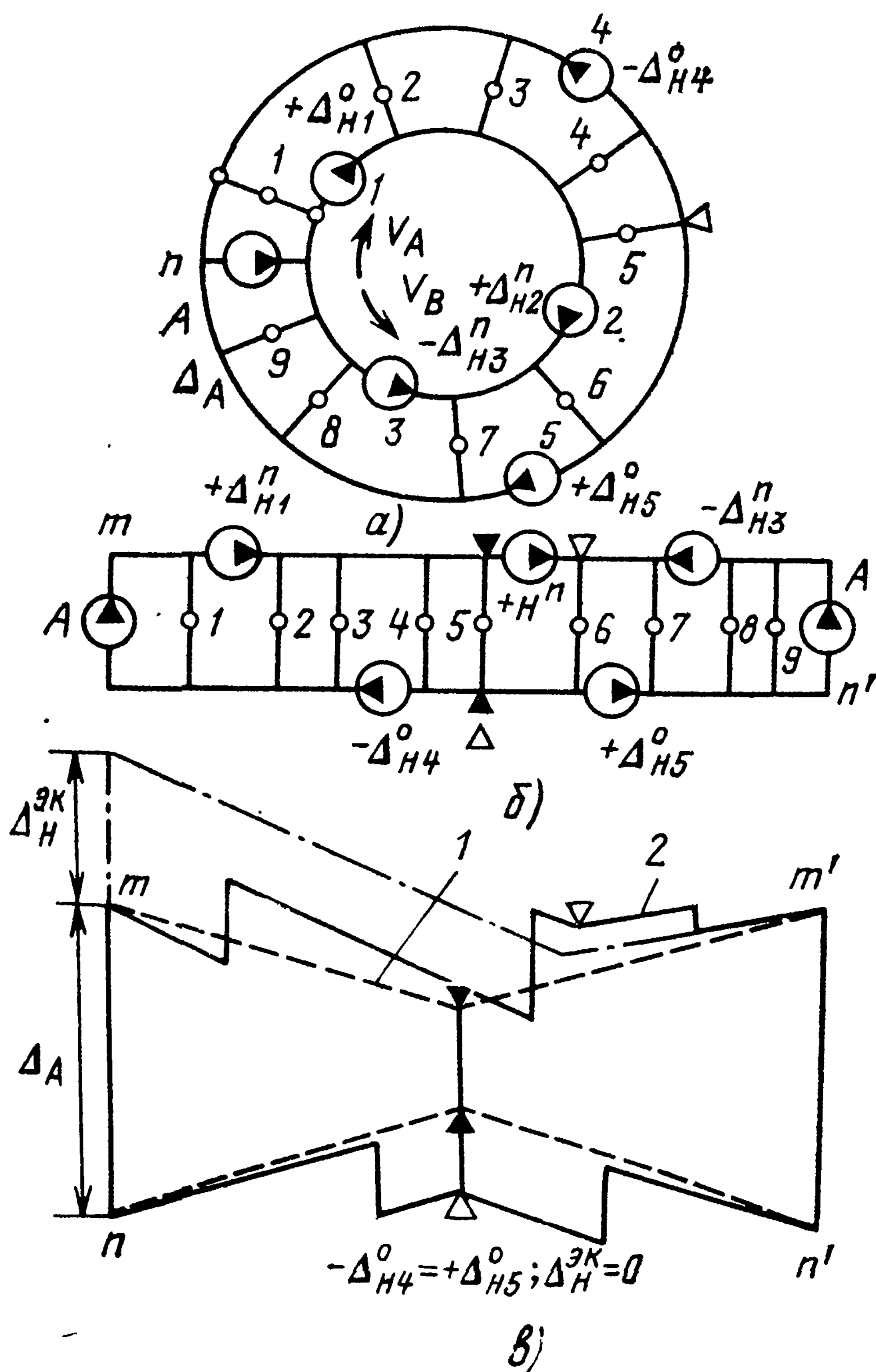


Рис. 5.8. Гидравлический режим кольцевой сети с несколькими насосными подстанциями:
1 — пьезометрический график сети без подстанций; *2* — то же с насосными подстанциями

ные напоры, равные сумме напоров насосных подстанций, подающих воду соответственно по часовой стрелке и против нее.

На рис. 5.8 три подстанции на подающей линии заменены одной эквивалентной подстанцией с напором $\Delta_H^{эк.п} = \Delta_{H1}^{п} + \Delta_{H2}^{п} - \Delta_{H3}^{п}$. Напор эквивалентной подстанции на обратной линии с напором $\Delta_H^{эк.о} = -\Delta_{H4}^{о} + \Delta_{H5}^{о}$ равен нулю. Очевидно, что положение точки водораздела на обратной линии при включении насосных подстанций не изменится.

В случае, когда напор эквивалентной подстанции станет равным напору насоса в линии при одностороннем питании ее, т. е.

$$\Delta_H^{э.к} = S_{AB} V_с^2, \tag{5.13}$$

движение воды в этой линии будет происходить лишь в одном направлении, соответствующем направлению подачи воды эквивалентной подстанцией. При большем напоре последней в кольце будет иметь место транзитная циркуляция определенного количества воды.

5.2. ИДЕАЛИЗИРОВАННАЯ СЕТЬ С НЕИЗМЕННЫМИ СОПРОТИВЛЕНИЯМИ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Если в такой сети отсутствуют установки горячего водоснабжения или отсутствуют регуляторы температуры на них, то неизменными являются не только сопротивления каждого абонента, но и сопротивление всей сети. При наличии установок горячего водоснабжения, оборудованных регуляторами температуры, сопротивление всей сети изменяется.

Рассмотрим сначала первый случай, когда неизменным является сопротивление всей сети.

5.2.1. СОПРОТИВЛЕНИЕ СЕТИ

Сопротивление сети, включающей N участков с сопротивлениями S_A, S_B, ..., S_M, S_N и n абонентов с сопротивлениями $S_а$, $S_в$, ..., S_m, S_n (рис. 5.9), определяется следующим образом.

Сопротивление сети от участка A до абонента n

$$S_{A,n} = S_A + S_{a,n}, \tag{5.14}$$

где $S_{а,n}$ — сопротивление сети от абонента a до абонента n.

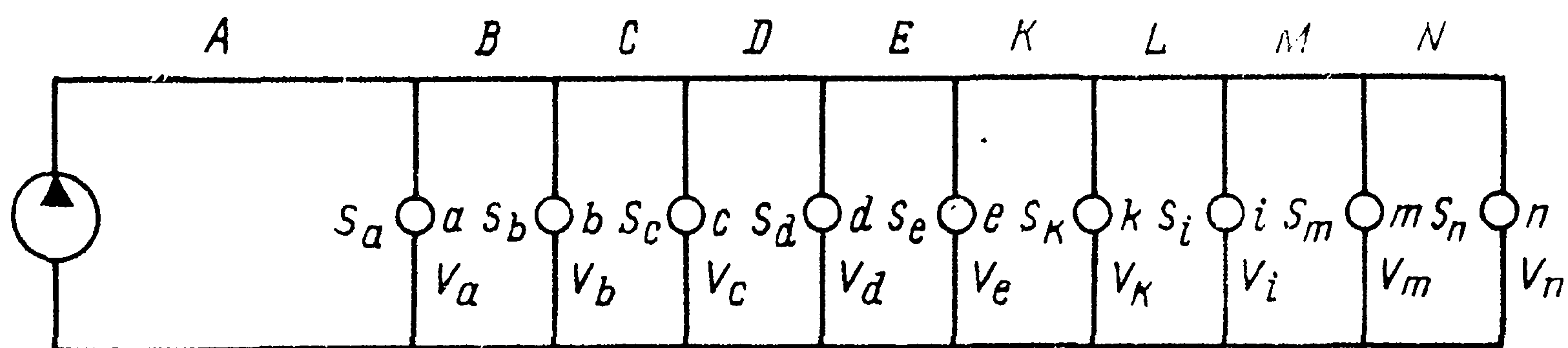


Рис. 5.9. Схема тепловой сети с неавтоматизированными абонентами:
S_A, S_B, ..., S_N — сопротивления участков двухтрубного теплопровода; S_a, S_b, ..., S_n сопротивления абонентских систем (включая ответвления к абонентам); V_a, V_b, ..., V_n — расходы воды через абонентские системы

Эту сеть можно рассматривать как состоящую из двух параллельных ответвлений: абонента a и сети от участка B до абонента n. При параллельном соединении

$$\frac{1}{\sqrt{S_{a,n}}} = \frac{1}{\sqrt{S_a}} + \frac{1}{\sqrt{S_{B,n}}}, \tag{5.15}$$

отсюда

$$S_{a,n}=\frac{1}{\left(\frac{1}{\sqrt{S_a}}+\frac{1}{\sqrt{S_{B.n}}}\right)}=S_a\frac{1}{\left(1+\sqrt{\frac{S_a}{S_{B.n}}}\right)^2}=S_a\,\varepsilon_{a,n}, \tag{5.16}$$

где

$$\varepsilon_{a,n}=\frac{1}{\left[1+\sqrt{\frac{S_a}{S_{B.n}}}\right]^2}. \tag{5.17}$$

Таким образом,

$$S_{A.n}=S_A+S_a\,\varepsilon_{a,n}. \tag{5.18}$$

Для последнего участка

$$S_{M.n}=S_M+S_m\,\varepsilon_{m,n}, \tag{5.19}$$

где

$$\varepsilon_{m,n}=\frac{1}{\left[1+\sqrt{\frac{S_m}{S_{N.n}}}\right]^2}=\frac{1}{\left[1+\sqrt{\frac{S_m}{S_N+S_n}}\right]^2}. \tag{5.20}$$

Расчет сопротивления сети должен производиться от последнего абонента к первому. Пример расчета приведен в [22].

5.2.2. РАСХОДЫ ВОДЫ И РАСПОЛАГАЕМЫЕ НАПОРЫ В СЕТИ И У АБОНЕНТОВ

По известным сопротивлениям всей сети и отдельных ее участков могут быть определены расходы воды в сети и у каждого абонента [55].

Расход воды в сети

$$V=\sqrt{\Delta_{ст}/S_{сети}}. \tag{5.21}$$

Расход воды у абонента a (см. рис. 5.9) определяется из равенства

$$S_a V_a^2=S_{a.n}V^2.$$

Отсюда

$$V_a=V\sqrt{S_{a.n}/S_a}.$$

Относительный расход

$$\overline{V}_a=V_a/V=\sqrt{S_{a.n}/S_a}=\sqrt{(S_{a.n}/1)(1/S_a)}. \tag{5.22}$$

Расход воды у абонента b

$$S_b V_b^2=S_{b,n}(V-V_a)^2,$$

$$S_{B.n}(V-V_a)^2=S_{a,n}V^2.$$

Из этих двух уравнений

$$V_b^2=V^2\frac{S_{a,n}}{1}\frac{S_{b,n}}{S_{B,n}}\frac{1}{S_b};\quad \overline{V}_b=\sqrt{\frac{S_{a,n}}{1}\frac{S_{b,n}}{S_{B.n}}\frac{1}{S_b}}. \tag{5.23}$$

Аналогично относительный расход воды у любого абонента m

$$\overline{V}_m=\frac{V_m}{V}=\sqrt{\frac{S_{a,n}}{1}\frac{S_{b,n}}{S_{B.n}}\frac{S_{c,n}}{S_{C.n}}\cdots\frac{S_{m,n}}{S_{M.n}}\frac{1}{S_m}}. \tag{5.24}$$

Относительный расход воды у последнего абонента n

$$\overline{V}_n = \sqrt{\frac{S_{a,n}}{1} \frac{S_{b,n}}{S_{B,n}} \cdots \frac{S_{m,n}}{S_{M,n}} \frac{S_n}{S_{N,n}} \frac{1}{S_n}}. \tag{5.25}$$

Располагаемый напор у любого абонента составляет

$$\Delta_m = S_m V_m^2 = S_m V^2 \overline{V}_m^2;$$

$$V^2 = \frac{\Delta_{ст}}{S_{сети}} = \frac{\Delta_{ст}}{S_{A,n}},$$

где $\Delta_{ст}$ — напор на станции.

Подставив значения V^2 и $\overline{V}_m^2$, получим

$$\Delta_m = \Delta_{ст} \frac{S_{a,n}}{S_{A,n}} \frac{S_{b,n}}{S_{B,n}} \cdots \frac{S_{m,n}}{S_{M,n}}$$

или

$$\Delta_m = S_m \frac{\Delta_{ст}}{S_{A,n}} \left(\frac{S_{a,n}}{1} \frac{S_{b,n}}{S_{B,n}} \cdots \frac{S_{m,n}}{S_{M,n}} \frac{1}{S_m} \right). \tag{5.26}$$

Располагаемый напор у первого абонента a

$$\Delta_a = \Delta_{ст} \frac{S_a}{S_A + S_a}. \tag{5.27}$$

Располагаемый напор у последнего абонента n

$$\Delta_n = \Delta_{ст} \frac{S_{a,n}}{S_{A,n}} \frac{S_{b,n}}{S_{B,n}} \cdots \frac{S_{m\,n}}{S_{M,n}} \frac{S_n}{S_{N,n}}. \tag{5.28}$$

Отношение расходов воды у абонентов m и n из уравнений (5.24) и (5.25) составляет

$$\frac{V_m}{V_n} = \sqrt{\frac{S_{N,n}}{S_n} \frac{S_n}{S_m}}. \tag{5.29}$$

Таким образом, отношение расходов воды у двух абонентов зависит лишь от сопротивления сети, начиная от первого из рассматриваемых абонентов, и не зависит от сопротивления сети до этого абонента. Следовательно, при изменении сопротивления какого-либо участка сети или абонента у всех абонентов, расположенных за участком сети или абонентом с измененным сопротивлением, будет иметь место пропорциональная разрегулировка, т. е. у них отношение нового расхода воды к первоначальному будет одинаковым. Поэтому достаточно определить степень изменения расхода только у одного из этих абонентов. У абонентов, расположенных между станцией и местом изменения сопротивления, разрегулировка будет непропорциональной, т. е. расходы будут изменяться в различной степени у разных абонентов. Пример расчета приведен в [22].

5.2.3. МАКСИМАЛЬНЫЙ РАСХОД ВОДЫ В СЕТИ

Если в конце данной сети присоединяются новые абоненты, то сопротивление сети уменьшается, а расход воды в сети возрастает. Расходы воды у всех ранее присоединенных абонентов уменьшаются. Максимальный расход воды в сети ограничен определенной величиной минимального сопротивления сети. Это минимальное сопротивление соответствует случаю присоединения к последнему абоненту дополнительного участка сети с сопротивлени-

ем $S = 0$, что эквивалентно присоединению параллельно последнему абоненту перемычки с диаметром, равным бесконечности. При этом располагаемый напор у последнего абонента $\Delta n = 0$.

Для сети с одним абонентом а можно легко показать, что

$$S_{\text{сети}}^{\text{мин}}/S_{\text{сети}} = S_A/(S_A + S_a) = (\Delta_{\text{ст}} - \Delta_a)/\Delta_{\text{ст}} = 1 - \Delta_a/\Delta_{\text{ст}}. \quad (5.30)$$

Соответственно отношение нормального расхода воды V к максимальному расходу воды $V^{\text{макс}}$ при сопротивлении последнего абонента, равном нулю,

$$V/V^{\text{макс}} = \sqrt{1 - \Delta_a/\Delta_{\text{ст}}}. \quad (5.31)$$

Для сети с числом абонентов $n > 1$, одинаковым падением давления на всех участках и одинаковыми расходами воды у абонентов зависимости $V/V^{\text{макс}}$ при обычных значениях $\Delta_n/\Delta_{\text{ст}} = 0{,}1$; $0{,}2$ и $0{,}5$ и различных значениях n представлены на рис. 5.10.

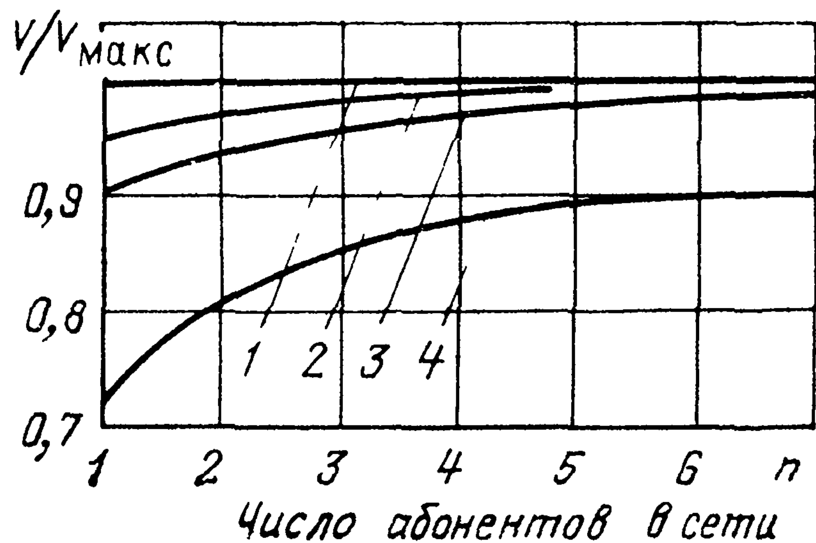


Рис. 5.10. Максимальные расходы воды в сети с линейным падением напора и одинаковыми расходами воды у абонентов при расчетном режиме:

№ кривой	1	2	3	4
$\Delta_n/\Delta_{\text{ст}}$	0	0,1	0,2	0,5

$\Delta_{\text{ст}}$, Δn — напоры на станции и у последнего абонента при расчетном режиме; V — расход воды в сети при расчетном режиме; $V_{\text{макс}}$ — максимальный расход воды в сети при сопротивлении последнего абонента, равном нулю

Для обычных значений $\Delta_n/\Delta_{\text{ст}}$, не превышающих 0,2, возможности увеличения расхода воды от станции при дополнительном присоединении абонентов к концу сети, как видно из рис. 5.10, весьма ограничены. При минимальном числе абонентов $n = 1$ максимальный расход воды не может превысить нормальный более чем на 10%, а при трех абонентах - более чем на 5%.

Несколько увеличиваются максимальные расходы воды в слабо загруженной сети с большими значениями $\Delta_n/\Delta_{\text{ст}}$; при значении $\Delta_n/\Delta_{\text{ст}} = 0{,}5$ увеличение расхода воды на 10 % может быть достигнуто при числе абонентов $n = 5$.

5.2.4. НАСОСНЫЕ ПОДСТАНЦИИ НА ПОДАЮЩЕЙ ИЛИ ОБРАТНОЙ ЛИНИИ

При включении насосной подстанции на подающей или обратной линии (рис. 5.11) расходы воды у абонентов, расположенных за насосной подстанцией, увеличатся. Как отмечалось выше, у этих абонентов будет иметь место пропорциональная разрегулировка. Вследствие увеличения расхода воды у абонентов, расположенных за насосной подстанцией, увеличатся потери напора на участке сети до насосной подстанции и соответственно уменьшатся располагаемые напоры и расходы воды у всех абонентов, расположенных на этом участке сети. Это уменьшение расхода воды будет непропорциональным: минимальное уменьшение относительного расхода воды будет у первого абонента, у которого располагаемый напор уменьшится мало; максимальное уменьшение относительного расхода воды будет у абонента, расположенного перед насосной подстанцией, где имеет место максимальное уменьшение располагаемого напора.

При расчете гидравлического режима сети с включенной насосной подстанцией последнюю можно рассматривать как отрицательное сопротивление

$$S_H = -\Delta_H/V_H^2, \quad (5.32)$$

где Δ_H — напор, создаваемый насосом; V_H — расход воды через насосную подстанцию.

Поскольку расход воды через насосную подстанцию заранее неизвестен, задача решается методом подбора: задаются предварительным значением V_H, по формуле (5.32) определяется S_H, по формулам (5.14)—(5.20) определяется величина сопротивления сети с учетом S_H, по формуле (5.21) определяется расход воды в сети, по формуле (5.24) определяются расходы воды у абонентов, расположенных за насосной подстанцией.

Поскольку у этих абонентов имеет место пропорциональная разрегулировка, достаточно определить увеличение расхода у одного абонента; у всех

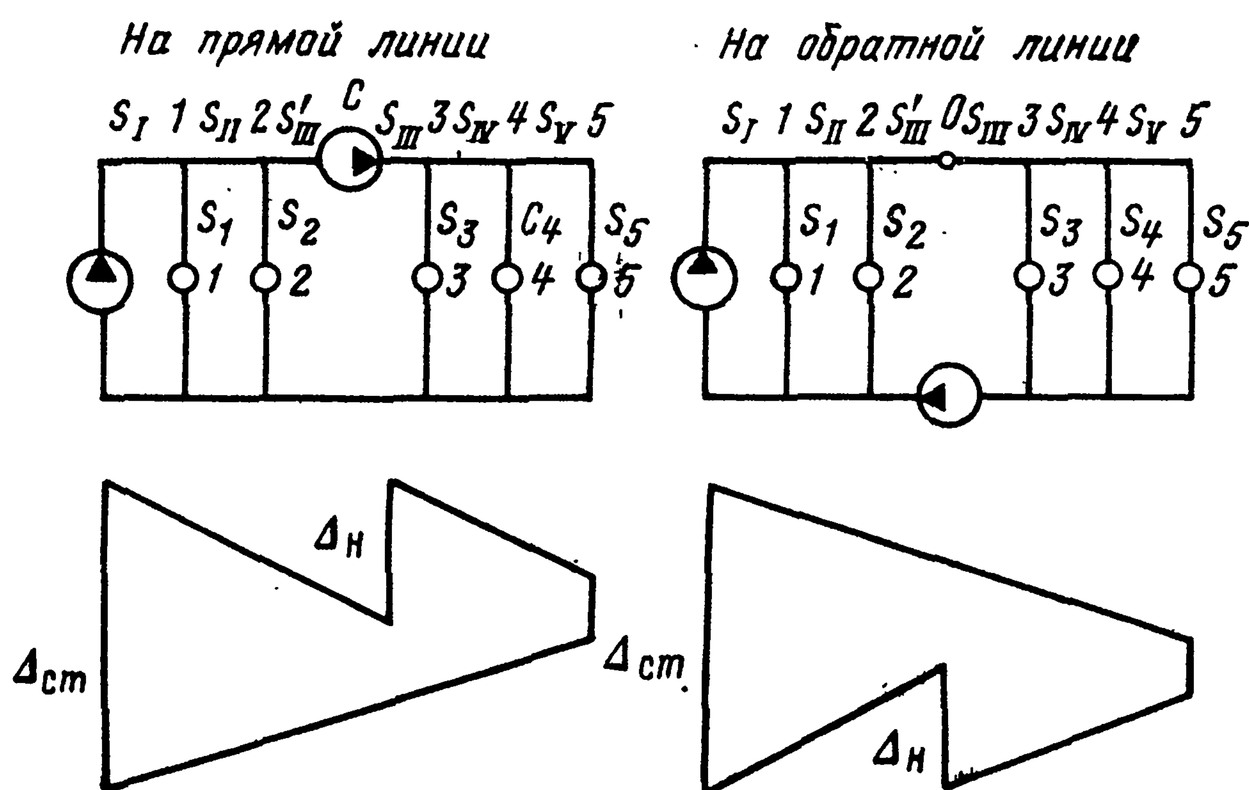


Рис. 5.11. Включение насосной подкачивающей подстанции

остальных будет наблюдаться такое же относительное увеличение расхода. Таким образом, определяется новый суммарный расход воды у абонентов, расположенных за насосной подстанцией. В случае, если этот расход не совпадает с предварительным значением $V_н$, производится пересчет.

5.2.5. РЕЖИМЫ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ С НАГРУЗКОЙ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Рассмотрим гидравлические режимы тепловых сетей с постоянными сопротивлениями систем отопления и переменными сопротивлениями установок горячего водоснабжения сначала в условиях закрытой системы теплоснабжения.

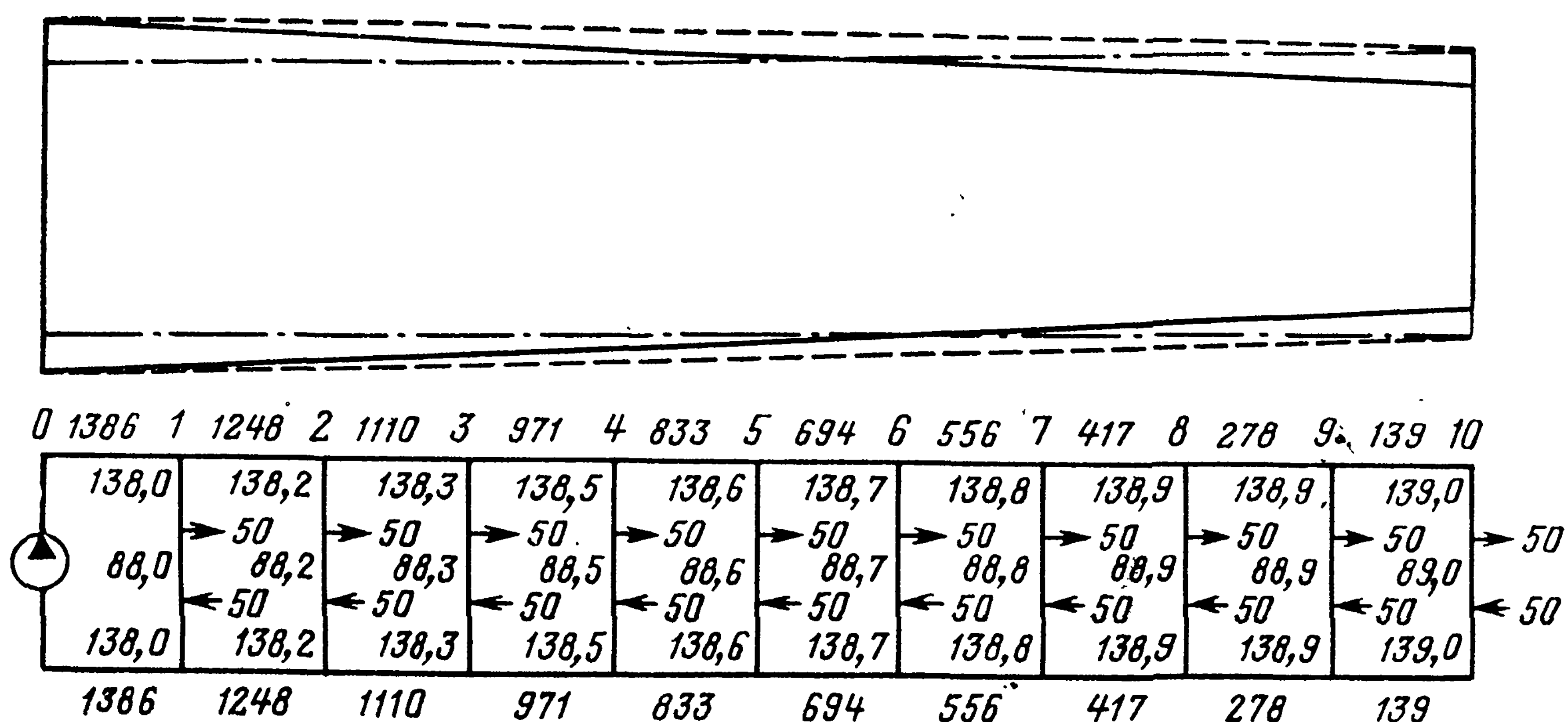
Поскольку в закрытых тепловых сетях с двухступенчатой последовательной схемой, как правило, устанавливаются регуляторы расхода, поддерживающие у абонентов постоянный расход воды независимо от располагаемого напора (гидравлические режимы таких сетей рассмотрены в § 5.1), ниже рассматриваются закрытые тепловые сети с параллельной и смешанной схемами включения подогревателей горячего водоснабжения при отсутствии на вводах регуляторов расхода.

В § 3.2 было показано, как влияет расход воды на горячее водоснабжение на гидравлический режим абонентской установки, и определены условия, при которых в сети имеет место пропорциональная разрегулировка ($\varphi =$ $=$ idem), обеспечивающая возможность центрального качественного регулирования отпуска теплоты.

Эти условия сводились к тому, что у всех абонентов сети должны быть одинаковы относительные расходы воды на горячее водоснабжение $n = V_г/$ $/V_{о\cdot р}$ и потери напора в системах отопления (между точками отбора и возвращения воды, поступающей в подогреватель горячего водоснабжения) при

расчетном режиме ($V_г = 0$). Для оценки непропорциональной разрегулировки сети (φ = var) в случаях, когда указанные условия не имеют места, ниже приведены результаты расчета идеализированной сети, состоящей из одной магистрали с десятью абонентами. Принято, что напор на станции 100 м; расходы воды у всех абонентов при расчетном режиме $V_{о\cdot р}$ = 100 м³/ч; удельная линейная потеря напора на всех участках сети при отсутствии расхода воды на горячее водоснабжение одинакова. Рассмотрены три варианта устойчивости сети, под которой понимается отношение располагаемого напора у последнего абонента к располагаемому напору на станции $\Delta_n^р/\Delta_{ст}^р$: 0,8: 0,5; 0,2. При средней относительной нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^{ср}/Q_о' = 0{,}3$ относительный расход воды на горячее водоснабжение при параллельной и смешанной схемах включения подогревателей горячего водоснабжения $n = V_г^{ср}/V_о' = 0{,}6 \div 0{,}4$, в среднем $n = 0{,}5$.

На рис. 5.12, *а* представлены результаты расчета гидравлических режимов магистрали при $\Delta_n^р/\Delta_{ст}^р = 0{,}8$ с одинаковыми значениями n у всех абонентов при одинаковых располагаемых напорах в системах отопления, рав-



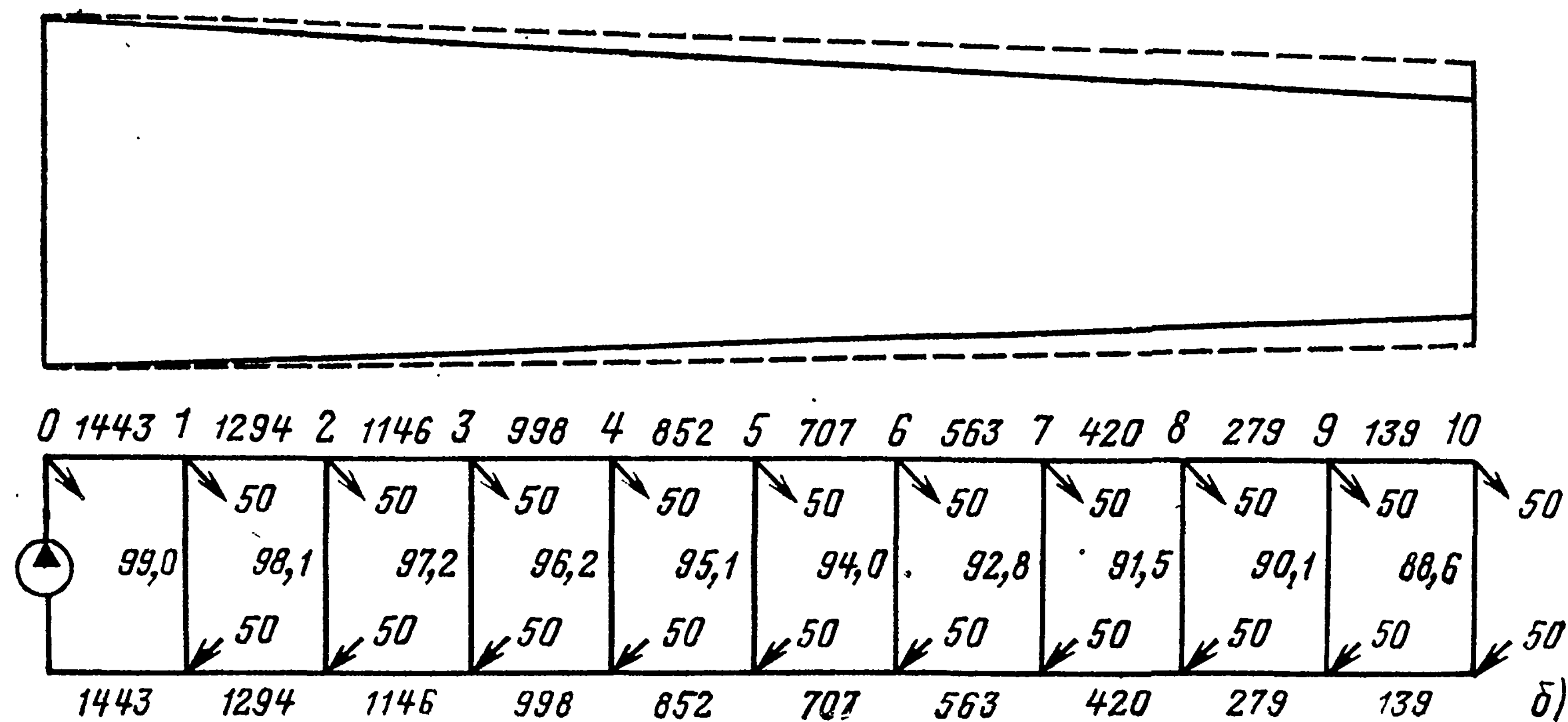


Рис. 5.12. Влияние расхода воды на горячее водоснабжение на расход воды в системах отопления:

система теплоснабжения закрытая; нагрузка горячего водоснабжения распределена равномерно; устойчивость сети $\Delta_n^р/\Delta_{ст}=0{,}8$, штриховая линия — расчетный режим (при отсутствии горячего водснабжения); *а* — системы отопления отрегулированы на одинаковый располагаемый напор, равный напору у последнего абонента при расчетном режиме $\Delta_n^р$ (штрихпунктирные линии); *б* — системы отопления отрегулированы на полный располагаемый напор в сети в точке присоединения абонента

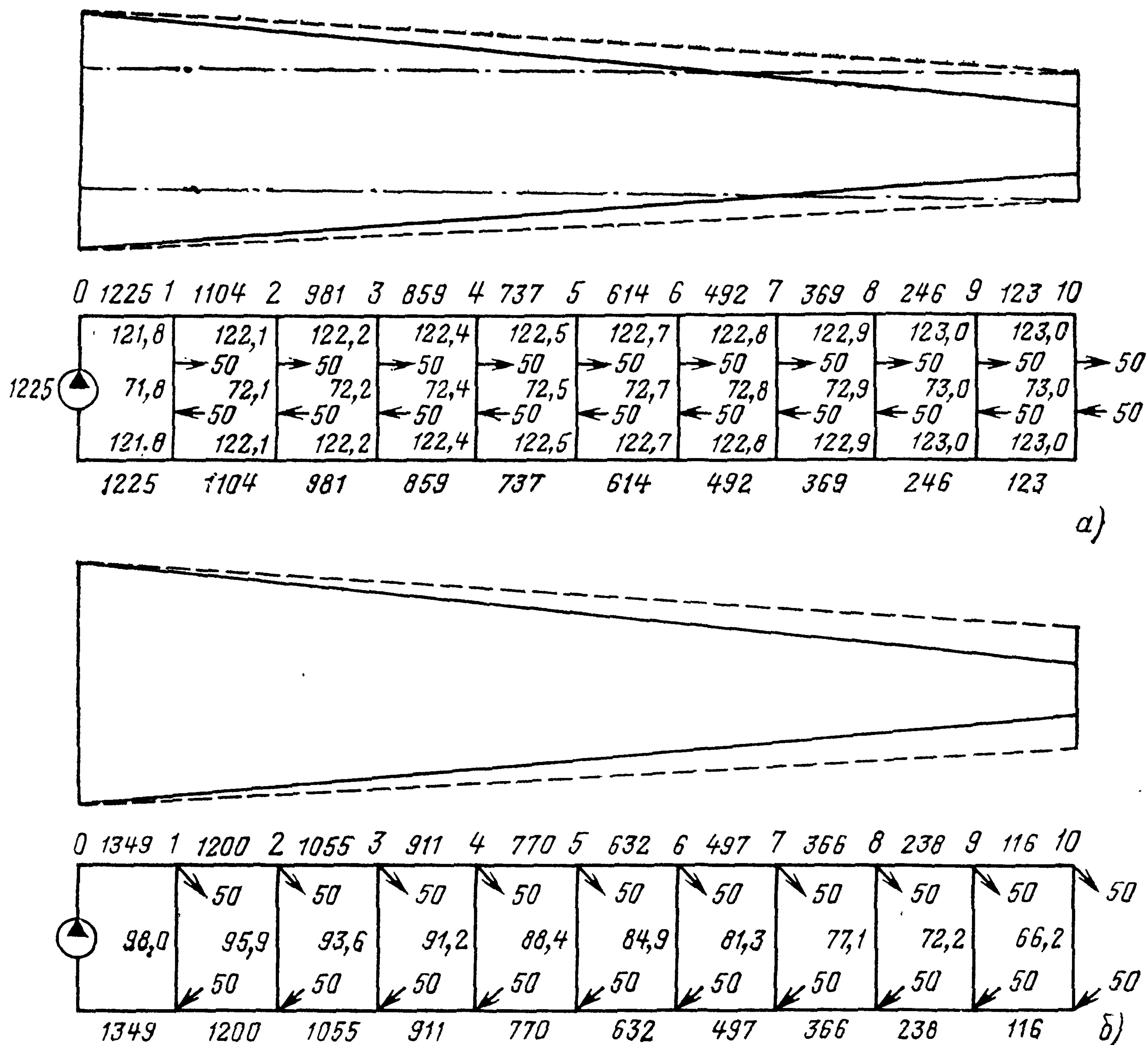


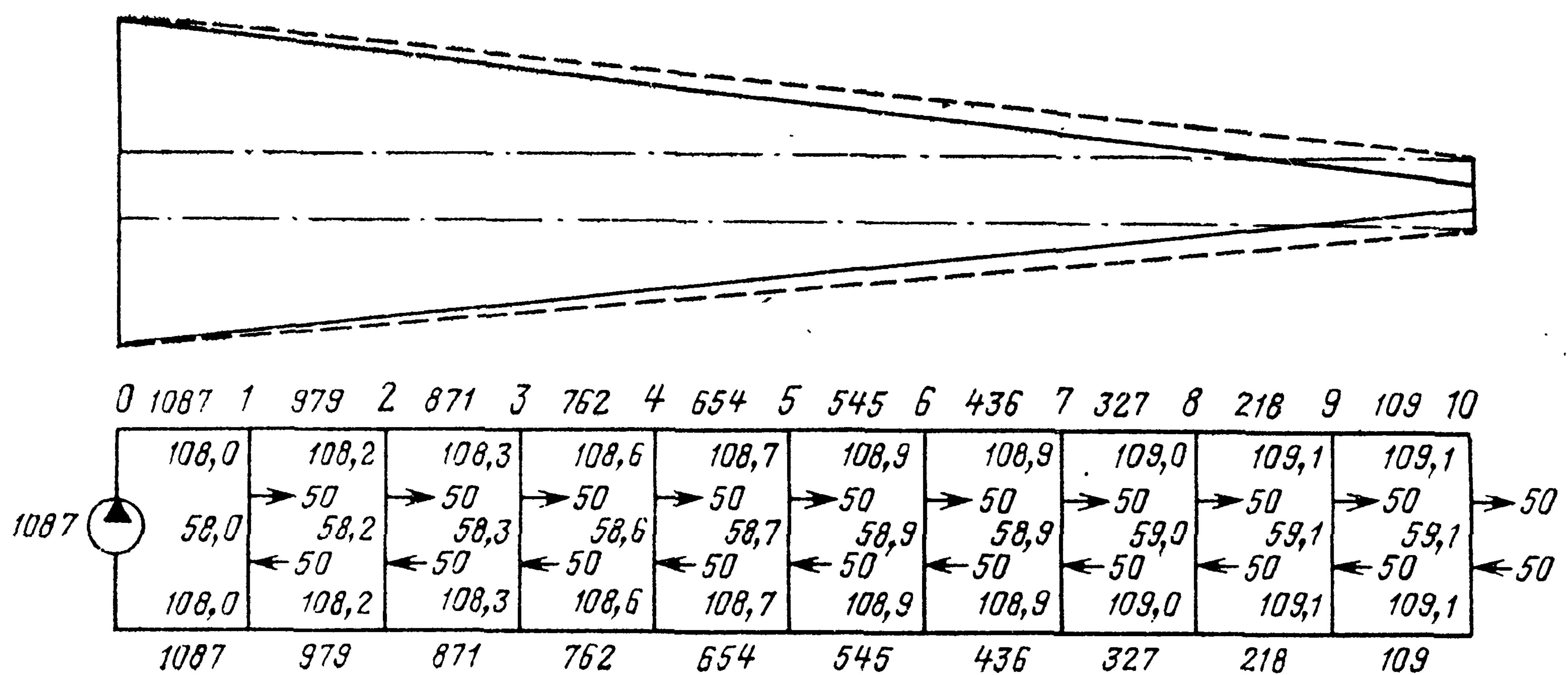
Рис. 5.13. Влияние расхода воды на горячее водоснабжение на расход в системах отопления:

система теплоснабжения закрытая; устойчивость сети $\Delta_{п}^{р}/\Delta_{ст}=0,5$; остальные условия и обозначения те же, что и на рис. 5.12

ных располагаемому напору у последнего абонента. Эти условия, как было показано в § 3.2, обеспечивают пропорциональную разрегулировку отопительных систем абонентов. Полученное из расчета значение $\varphi = V_0/V_{о.р} = 0,88$ для устойчивости сети 0,8 в точности соответствует теоретическому значению, определенному по формуле (3.8б).

Если отопительные системы абонентов отрегулированы на весь располагаемый напор на абонентском вводе, равный располагаемому напору в сети в точке присоединения абонента, то несмотря на одинаковые значения *n* имеет место непропорциональная разрегулировка отопительных систем (рис. 5.12, *б*) тем большая, чем меньше устойчивость сети. Расходы на отопление у абонентов уменьшаются по длине сети. Так, при $\Delta_{п}^{р}/\Delta_{ст} = 0,8$ относительный расход изменяется от 0,99 у первого абонента до 0,89 у последнего.

На рис. 5.13 и 5.14 представлены результаты аналогичных расчетов сети с $\Delta_{п}^{р}/\Delta_{ст}^{р} = 0,5$ и 0,2. При одинаковых располагаемых напорах у абонентов относительные расходы воды через отопительные установки при водоразборе одинаковы и равны соответственно 0,72 и 0,58, что совпадает с теоретическими значениями (рис. 5.13, *а* и 5.14, *а*). Если все отопительные установки рассчитаны на полные располагаемые напоры (рис.5.13, *б* и 5.14,*б*), то расхо-



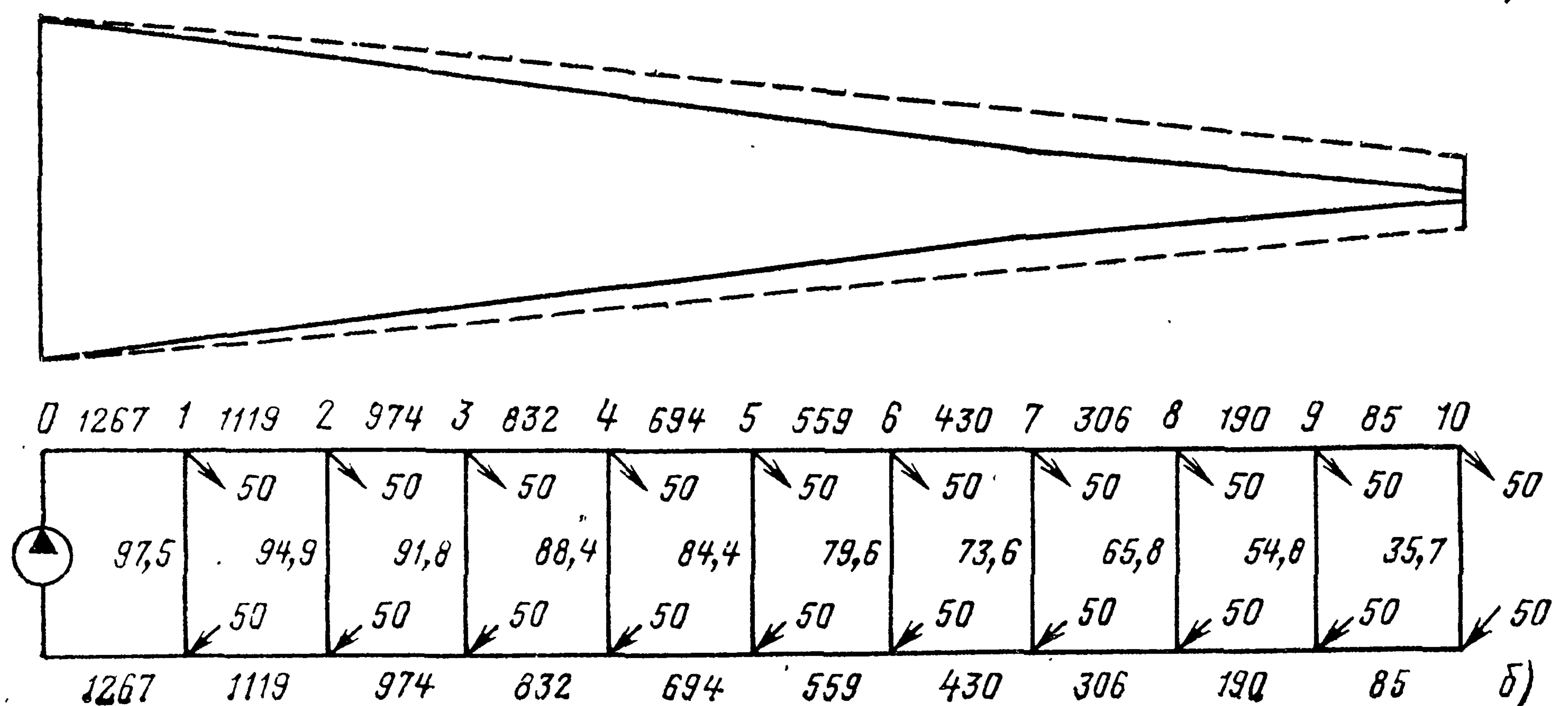


Рис. 5.14. Влияние расхода воды на горячее водоснабжение на расход воды в системах отопления:

система теплоснабжения закрытая; устойчивость сети $\Delta_n^p/\Delta_{ст}=0{,}2$; остальные условия и обозначения те же, что и на рис. 5.12

ды воды на отопление у абонентов вдоль сети сокращаются от 0,98 до 0,66 при $\Delta_n^г/\Delta_{ст}^р = 0{,}5$ и от 0,975 до 0,36 при $\Delta_n^р/\Delta_{ст}^р = 0{,}2$, т. е. разрегулировка тем больше, чем ниже устойчивость сети.

При различных значениях n у абонентов, как показали проведенные расчеты, непропорциональная разрегулировка имеет место как в случае регулировки систем отопления всех абонентов на одинаковый перепад давлений, так и в случае их регулировки на весь располагаемый напор в сети.

Поскольку в реальной сети значения n у различных абонентов различны, что приводит к непропорциональной разрегулировке отопительных систем, возникает задача разработки метода гидравлической регулировки вводов, обеспечивающего максимальную пропорциональность изменения расходов воды на отопление у абонентов сети. Такой метод подробно изложен в [22].

5.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ РЕАЛЬНЫХ СЕТЕЙ

5.3.1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ГИДРАВЛИЧЕСКИМ РЕЖИМАМ

Гидравлический режим тепловой сети в нормальных эксплуатационных условиях должен обеспечить подачу каждому потребителю расчетного расхода воды. Для этого на тепловой подстанции должен быть определенный

располагаемый напор, зависящий от схемы присоединения установок отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и сопротивления установленного оборудования. Обычно располагаемый напор на местных тепловых подстанциях при элеваторном присоединении систем отопления и двухступенчатой последовательной схеме присоединения подогревателей горячего водоснабжения принимается равным 15—20 м; на ГТП с такой же схемой 20—30 м. При независимой схеме присоединения систем отопления или при схеме с насосами смешения вместо элеваторов, при параллельной или смешанной схеме присоединения подогревателей горячего водоснабжения требуемый располагаемый напор на вводе меньше указанных величин на 5—10 м.

Давления в подающей линии тепловой сети не должны выходить за допустимые пределы (см. также гл. 4). Максимальное давление определяется прочностью трубопроводов и оборудования (рабочим давлением, на которое запроектирован теплопровод) обычно 1,6 или 2,5 МПа (16 или 25 кгс/см^2). Минимальное давление определяется условием невскипания теплоносителя. Обычно принимается, что минимально допустимое давление должно быть на 0,05 МПа (0,5 кгс/см^2) выше давления насыщения при максимальной температуре теплоносителя.

Давления в обратной линии тепловой сети также ограничены (см. гл.4). Если во всей системе применяется независимая схема присоединения систем отопления, максимальное давление в обратной линии составляет 1 МПа (10 кгс/см^2) или пьезометрический напор 100 м. Превышение указанных давлений допускается лишь на транзитных участках магистрали, а также при установке насосов, снижающих давление до допустимой величины. Минимальное давление определяется необходимостью иметь во всех точках сети избыточное давление во избежание образования вакуума и присоса воздуха в трубопровод. Поэтому обычно принимается, что пьезометрические напоры в любой точке обратной линии не должны быть меньше 5 м. Если на обратной линии работает насосная подстанция, то минимальное давление перед ней определяется с учетом кавитационного запаса для установленного типа насосов, а максимальное — допустимыми давлениями на всасе и нагнетании насоса.

В источнике теплоснабжения давление перед сетевыми насосами, создаваемое подпиточными насосами, должно обеспечивать указанные выше требования к напорам в обратной линии сети, а также кавитационный запас у сетевых насосов. Давления, создаваемые сетевыми насосами, в том числе и при их последовательном соединении, должны не превышать допустимые для оборудования источника, в основном теплофикационных пароводяных подогревателей, и не допускать вскипания в тракте сетевой воды источника.

Таким образом, допустимые давления в подающих и обратных линиях тепловой сети лежат в узких диапазонах, что требует максимальной стабилизации гидравлического режима сети, ограничивает ее маневренность, затрудняет резервирование тепломагистралей, приводит для протяженных магистралей к необходимости установки большого числа насосных подстанций. Гидравлические режимы сети особенно усложняются при неровном рельефе местности с большой разницей геодезических отметок.

5.3.2. СХЕМЫ И ПЬЕЗОМЕТРИЧЕСКИЕ ГРАФИКИ ГОРОДСКИХ СЕТЕЙ

Конфигурация большинства городских сетей крупных городов характеризуется небольшой относительной длиной транзитных участков в общей протяженности сетей. В основном это сети с более или менее равномерно распределенной нагрузкой. От каждого источника в районы теплопотребления проложены несколько магистралей с распределительными сетями. Тепломагист-

Рис. 5.15. Схема тепловых сетей ТЭЦ:

——— — действующие и запроектированные магистрали; — — — — — требуемые перемычки между магистралями; *РК* — районные котельные; на участках сети указаны (сверху вниз) расход воды, м³/ч; диаметр, мм; длина, м; стрелками указаны расчетные расходы воды у абонентов м³/ч

Таблица 5.1. **Характеристики тепломагистралей**

Параметры	Магистраль			
	А	Б	В	Г
Длина, км	9,53	19,1	16,4	12,6
Диаметр, мм:				
в начале	1200	1200	1200	1200
в конце	500	500	500	600
Расход воды, м³/ч:				
в начале	10 245	9625	11 993	10 424
в конце	972	1250	625	1/75
Число насосных подстанций (числитель) и их напор, м (знаменатель):				
на подающей линии	0	0	1/42	1/50
на обратной линии	1/43	2/75; 30	2/42; 40	0

рали, особенно прокладываемые в одном направлении, а также распределительные сети от соседних магистралей часто соединены перемычками.

Эти перемычки, предназначенные в основном для резервирования, или были предусмотрены проектом тепловых сетей,или были сооружены позднее по условиям эксплуатации. Как правило, тепловые сети гидравлически связаны с сетями соседних ТЭЦ или районных котельных, работающих в резервном, пиковом или основном режимах. В последнем случае тепловая нагрузка котельной передается ТЭЦ только в летнее время.

На рис. 5.15 приведена схема основных тепломагистралей одной из московских ТЭЦ. Сети запроектированы на расчетную тепловую нагрузку 3945 МВт (3400 Гкал/ч). При удельном расходе воды 10,8 м³ч/МВт (12,5 м³/Гкал) суммарной нагрузки расчетный расход воды 42 500 м³/ч. Теплота от ТЭЦ выводится по четырем магистралям, которые характеризуются параметрами, приведенными в табл. 5.1.

В районе имеются пять водогрейных котельных с суммарной тепловой нагрузкой около 1160 МВт (1000 Гкал/ч), которые могут быть использованы для аварийного резервирования.

Каждая магистраль рассчитана на теплоснабжение определенного района. Резервные связи между магистралями первоначальным проектом не предусматривались несмотря на благоприятные условия: три основные магистрали имеют одно направление и проложены сравнительно недалеко одна от другой; резервные котельные расположены в центрах нагрузки в середине и в конце магистралей. Штриховыми линиями на рис. 5.15 указаны намеченные резервные перемычки между магистралями.

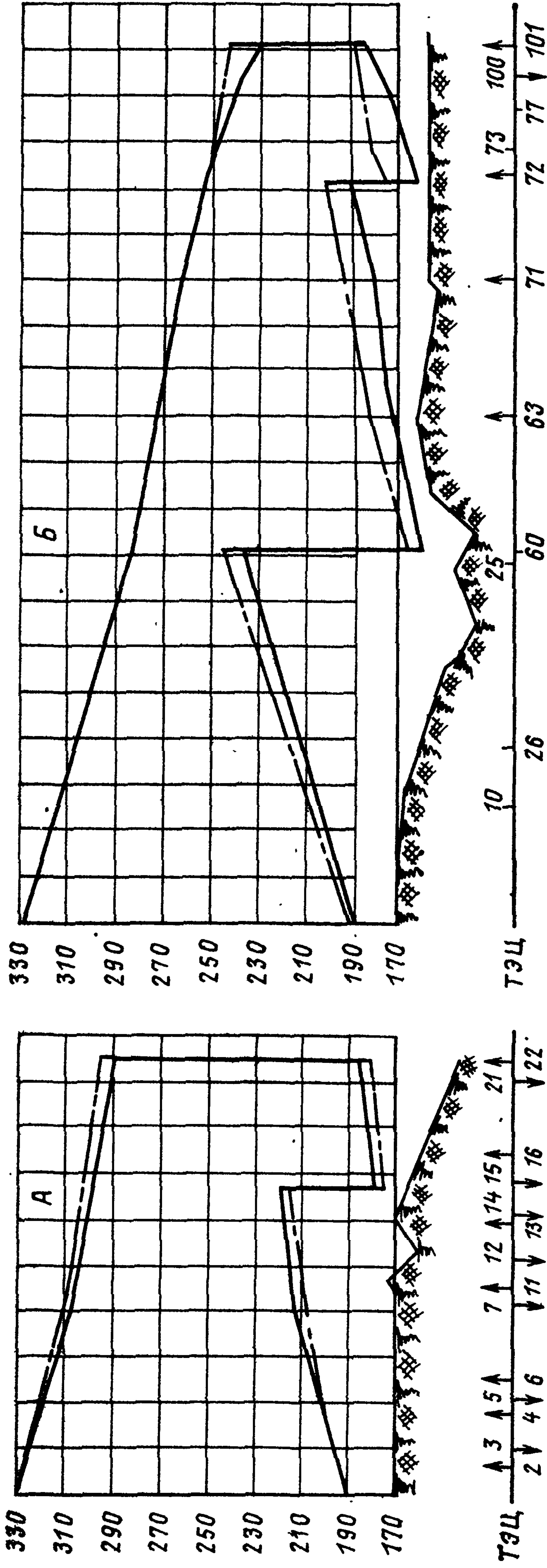
На рис. 5.16 отражен гидравлический режим сети при изолированной работе магистралей, а также при включенных перемычках, указанных штриховыми линиями на рис. 5.15. Диаметры перемычек принимались равными большему диаметру соединяемых магистралей перед перемычкой. Через некоторые перемычки возникают большие перетоки воды между магистралями, в результате чего несколько изменяются их пьезометрические графики (рис. 5.16). Снижение общего гидравлического сопротивления системы при открытых перемычках между магистралями позволяет снизить расход электроэнергии на перекачку теплоносителя.

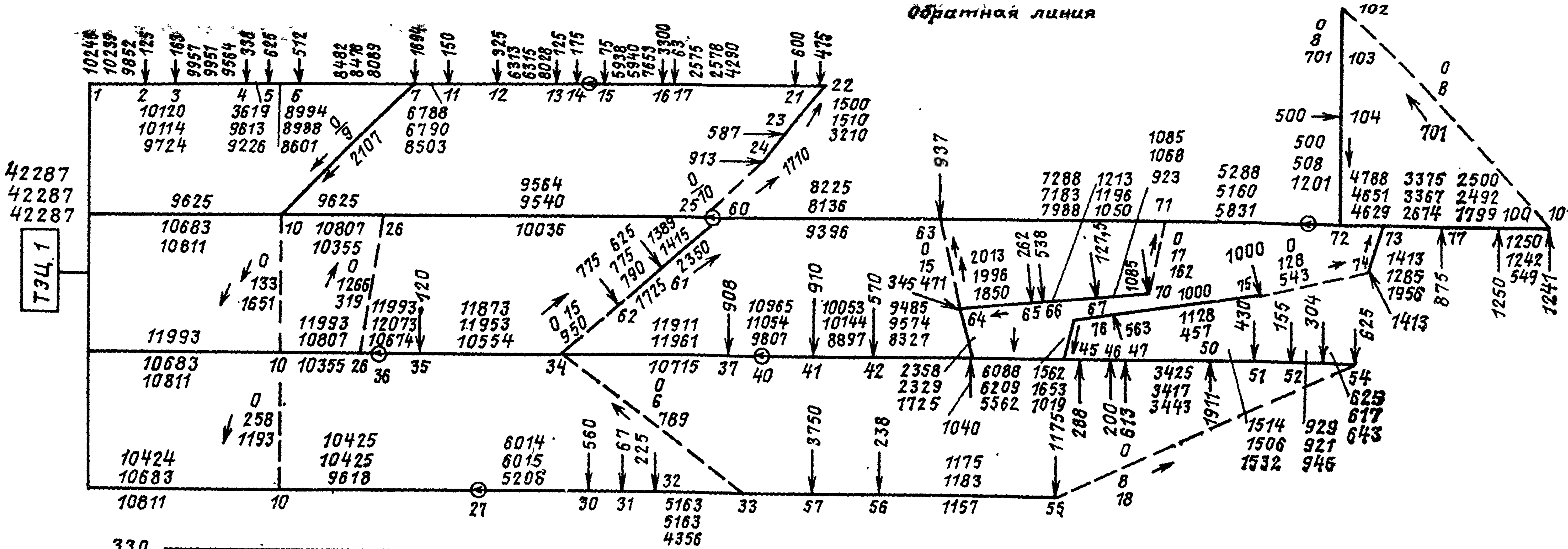
5.3.3. НАСОСНЫЕ ПОДСТАНЦИИ

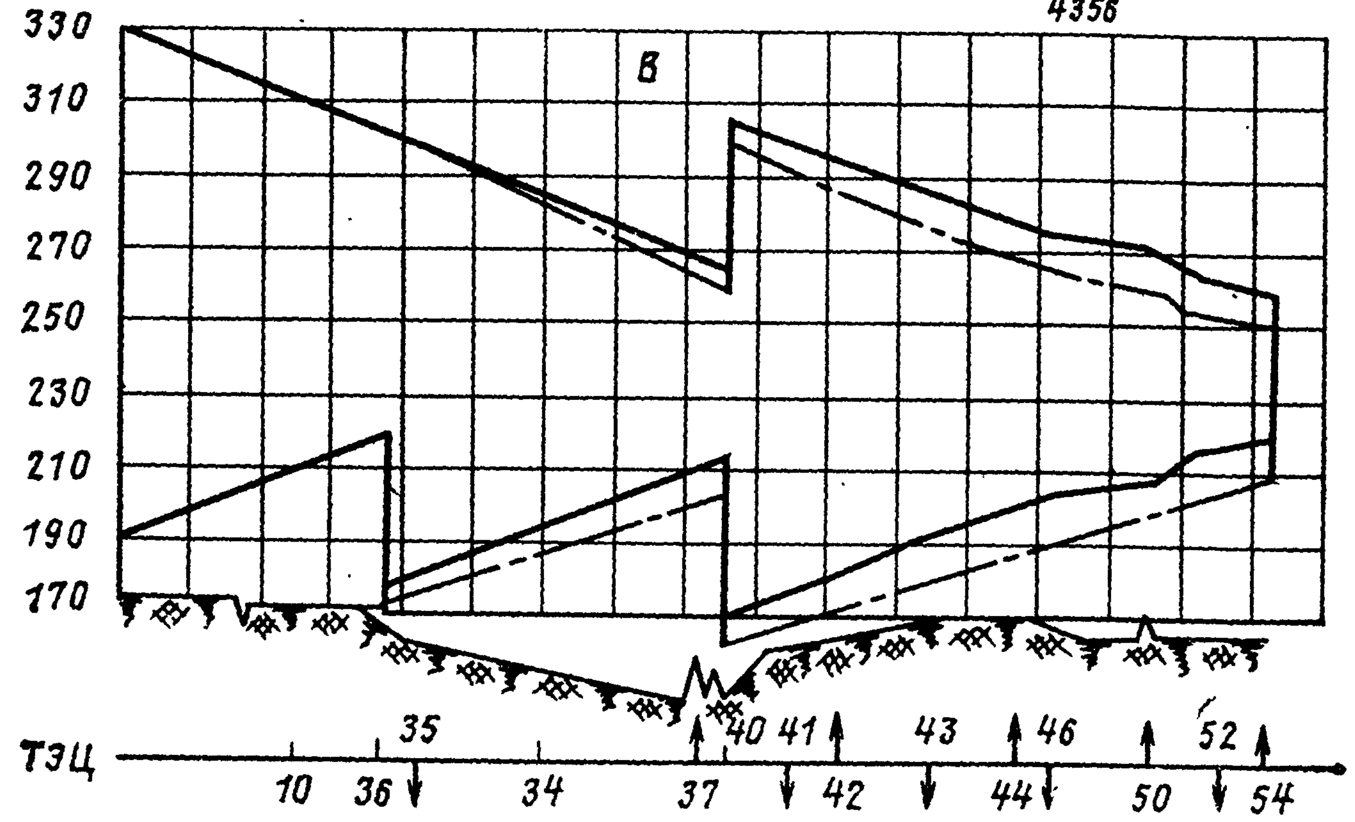
Как видно из рис. 5.16, на магистрали *В*, расход по которой является максимальным, установлены три насосные подстанции. Схема подстанции с насосами на подающей и обратной линиях представлена на рис. 5.17.

Подающая линия

ТЭЦ 1







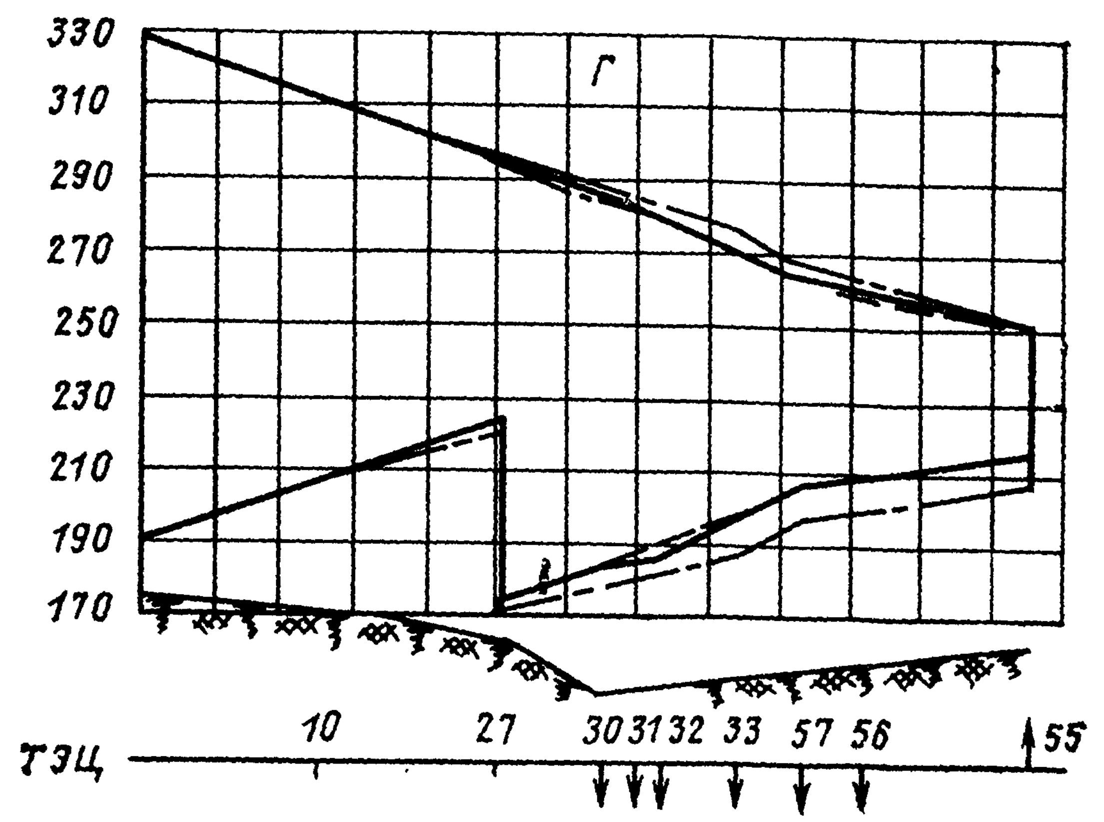


Рис. 5.16. Параметры гидравлического режима тепловых сетей ТЭЦ-1 при расчетных условиях:
——— — расчеты без учета перемычек; —·—·— — расчеты с учетом перемычек; на перемычках указаны перетоки воды между магистралями, м³/ч, по подающей линии (в числителе) и по обратной линии (в знаменателе)

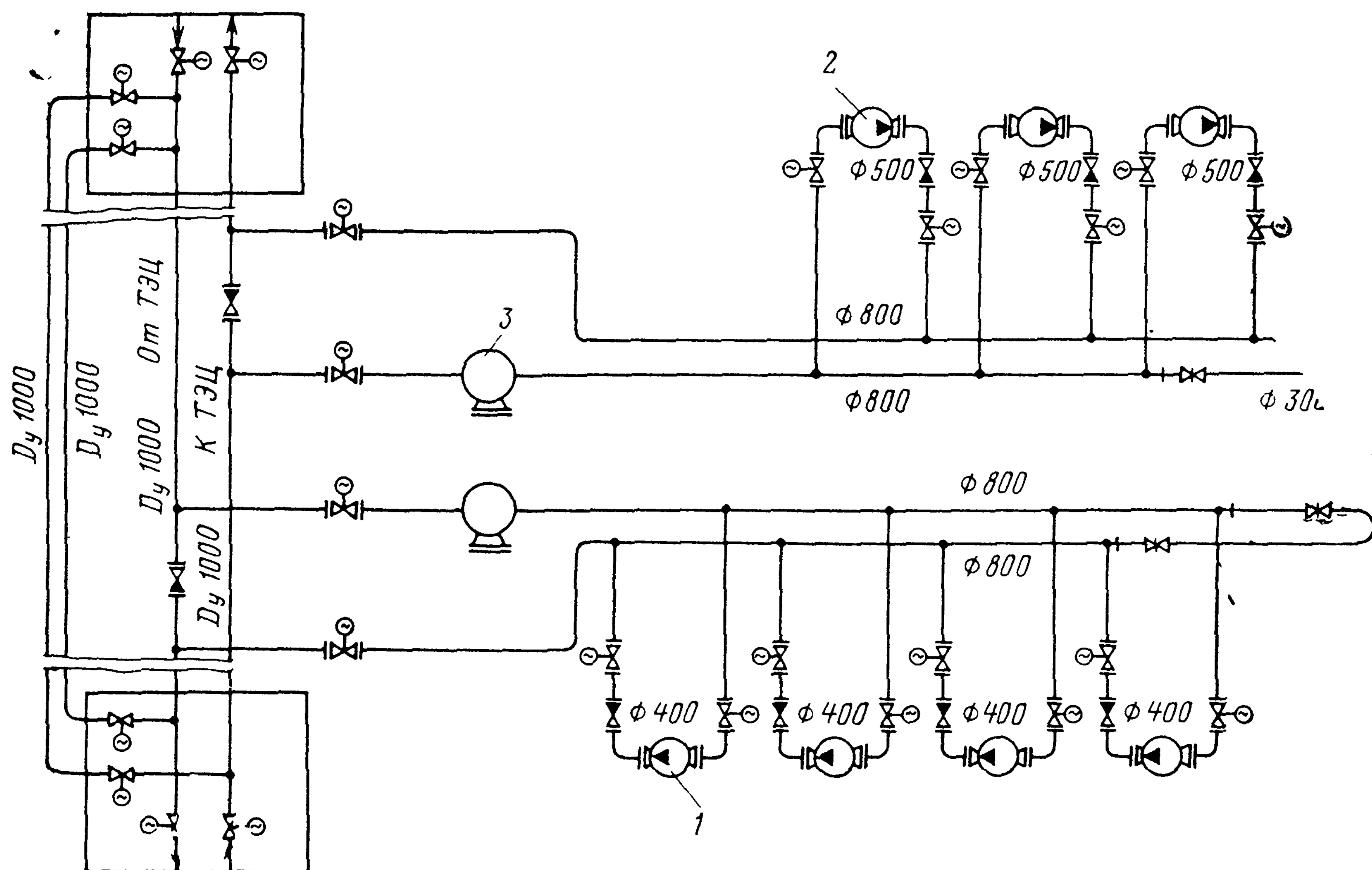


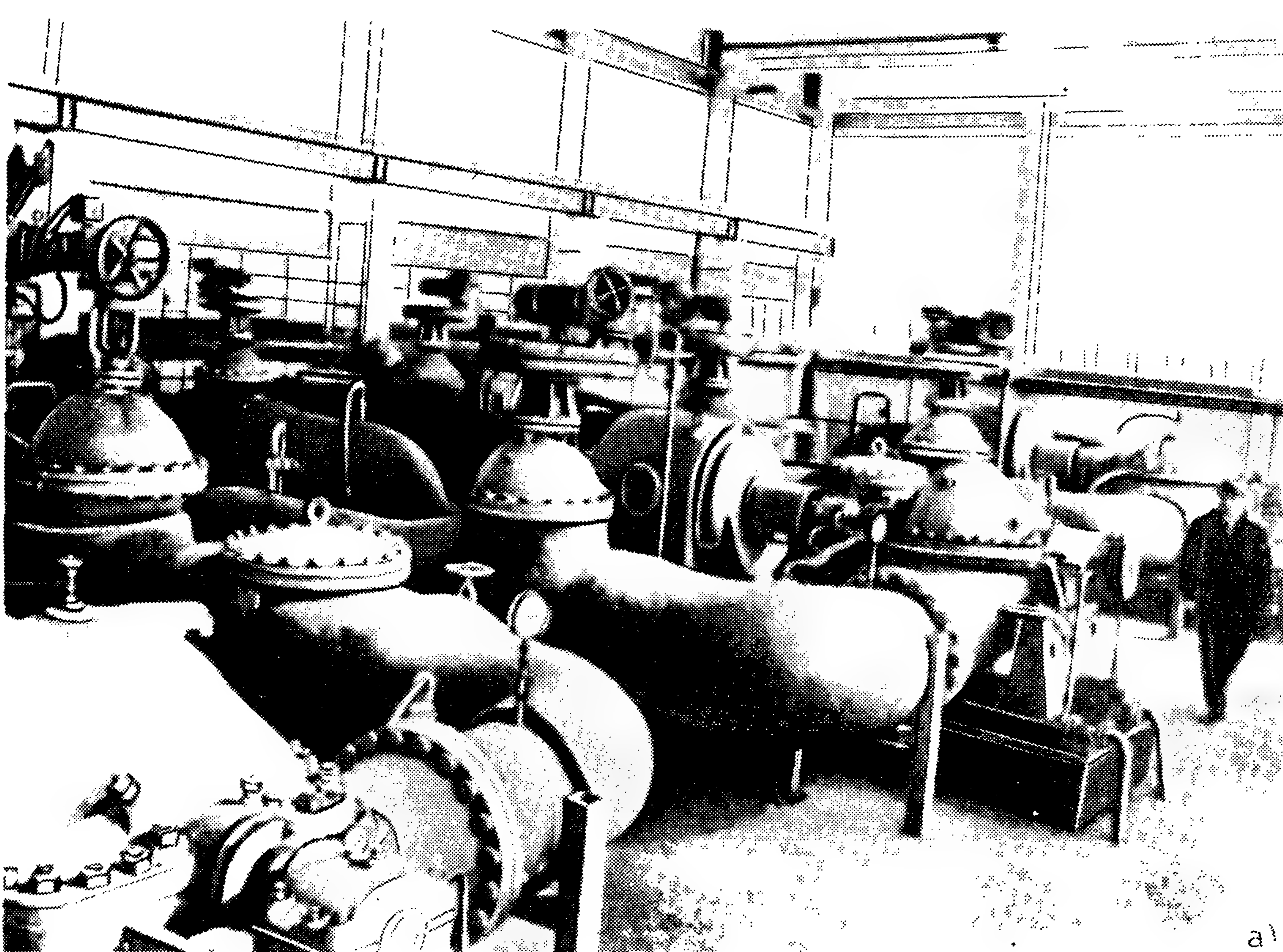
Рис. 5.17. Схема насосной подстанции с насосами на подающей и обратной линиях:

1 — на подающей линии: четыре насоса 14СД-9, $Q=1200$ м³/ч, $H=67$ м; эл. двигатели $N=320$ кВт; $n=1440$ об/мин; *2* — на обратной линии: три насоса 20НДс; $Q=2100$ м³/ч; $H=45$ м; электродвигатели $N=320$ кВт; $n=740$ об/мин; *3* грязевик

Насосные подстанции представляют собой крупные сооружения с большим машинным залом (рис. 15.18). В Московской теплосети они полностью автоматизированы и работают без постоянного дежурного персонала. Автоматизация электрической части насосных подстанций предусматривает: автоматическое включение резервного насоса при аварийном отключении рабочего, включение резервного при повышении давления во всасывающем коллекторе подстанции, автоматическое переключение электродвигателей насосов на резервный источник питания при исчезновении напряжения на основном источнике, сигнализацию о неисправности работы оборудования в районный диспетчерский пункт.

В насосных подстанциях на обратной магистрали после насосов обычно устанавливаются регуляторы давления, поддерживающие заданное давление во всасывающем коллекторе насосов. Кроме автоматизации электрической части предусматривается автоматическая защита от повышения давления воды во всасывающем коллекторе насосной в случае аварийной остановки насосов из-за исчезновения напряжения. Для этой цели устанавливается автомат рассечки на подающей магистрали (рис. 5.19, 5.20), который вместе с имеющимися обратными клапанами при остановке насосной подстанции разделяет тепловую сеть на две гидравлически независимые зоны с разными статическими давлениями. При этом статическое давление у потребителей, расположенных в нижней зоне, не превысит предельно допустимого.

Для автоматической защиты тепловых сетей используется гидравлическая аппаратура, разработанная Союзтехэнерго. Автомат рассечки (рис. 5.19) состоит из измерительно-управляющего устройства, усилительного клапана и односедельного клапана рассечки. Оба клапана имеют мембранные исполнительные механизмы. Применение усилительного клапана имеет целью сократить время полного закрытия клапана рассечки до 15—20 с.



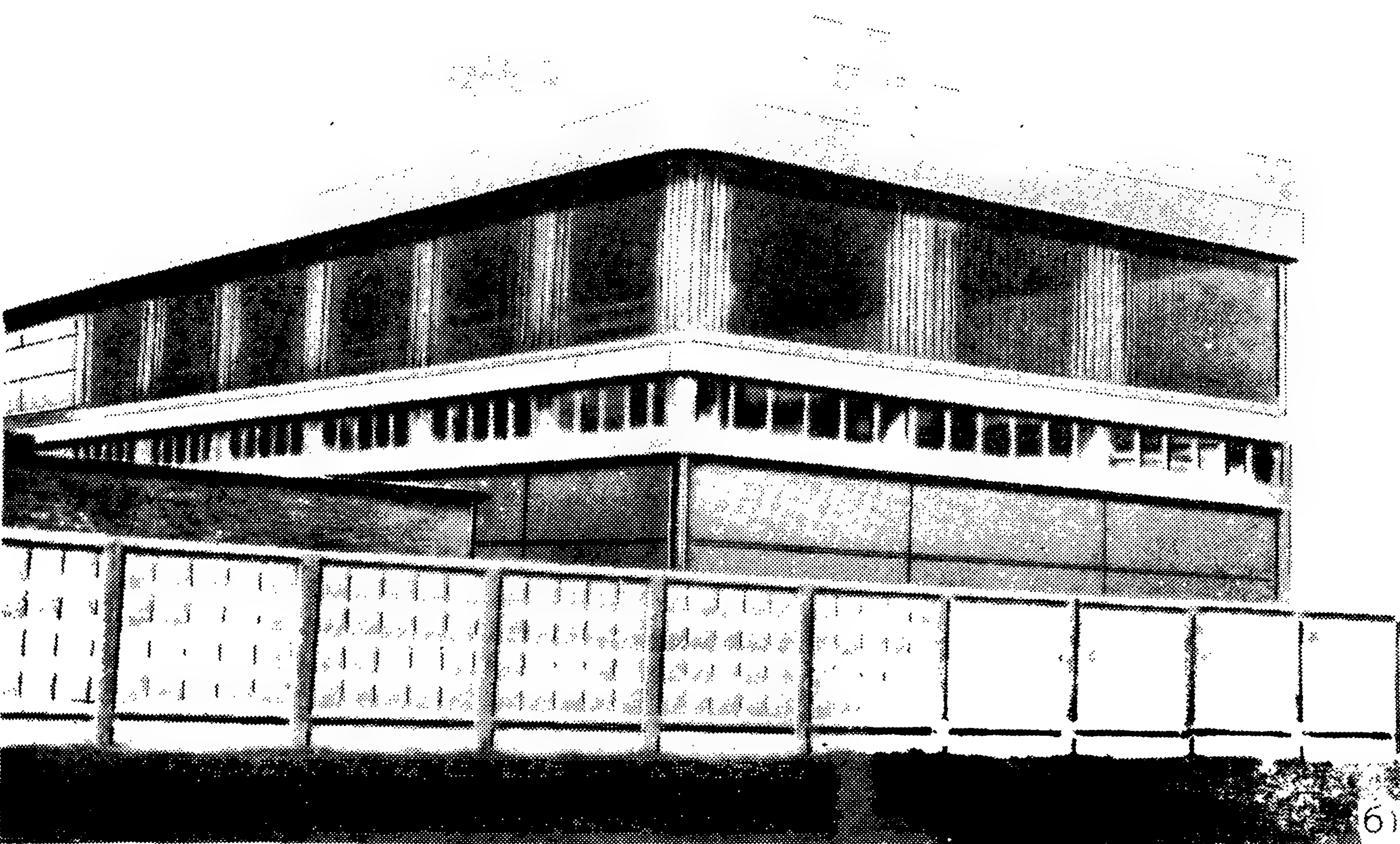


Рис. 5.18. Насосная подстанция

а – машинный зал; *б* – внешний вид зданий

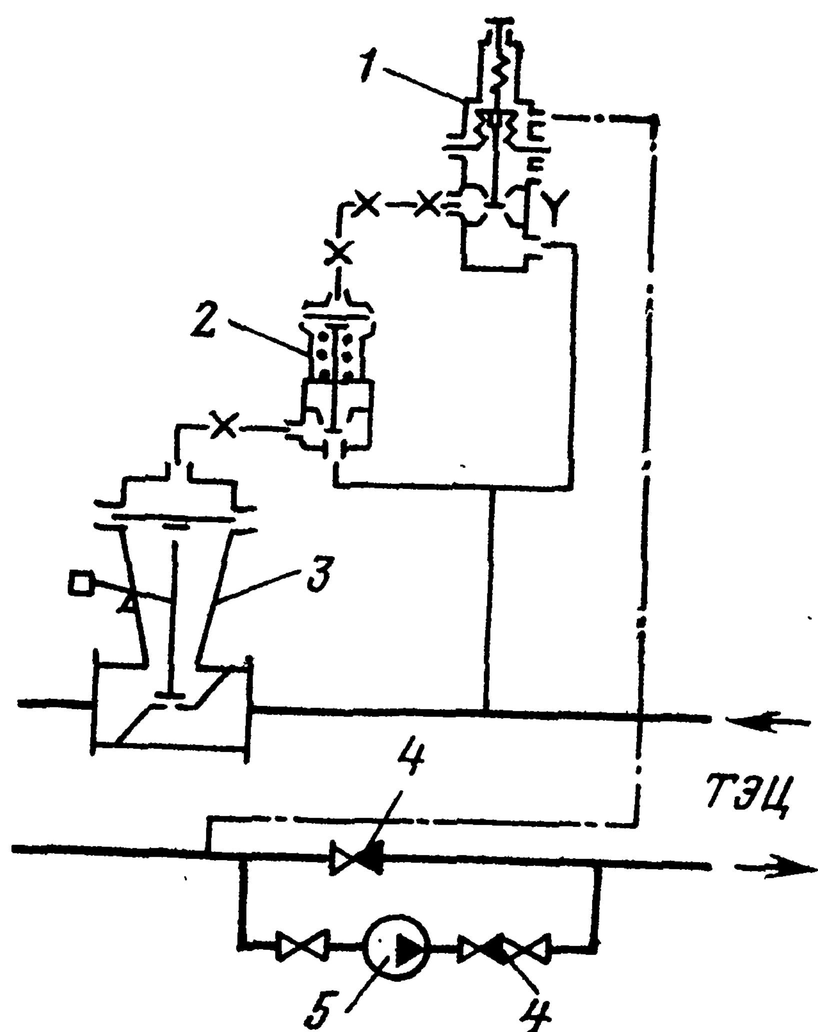


Рис. 5.19. Схема автоматической защиты тепловой сети от повышения давления:

1 – измерительно-управляющее устройство РД-3а; *2, 3* — клапаны: усилительный и рассечки; *4* — обратный клапан; *5* — насос

5.3.4. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РЕЖИМЫ

Важным условием нормального теплоснабжения потребителей является стабильный гидравлический режим тепловой сети. В закрытой тепловой сети при присоединении установок горячего водоснабжения преимущественно по двухступенчатой последовательной схеме гидравлический режим является достаточно стабильным в течение суток и всего отопительного сезона. Это иллюстрируется представленными на рис. 5.21 графиками расхода сетевой воды в тепломагистралях одной из московских ТЭЦ при различных температурах сетевой воды. Расход сетевой воды в трех магистралях был в пределах 10—11 тыс. т/ч, в одной — около 7 тыс. т/ч. Изменение нагрузки горячего водоснабжения в течение суток отражалось лишь на температуре сетевой воды в обратной линии, снижение которой в дневные часы составляло в целом по магистрали 10—15 °С. Из графиков видно также, что температуры в подающих линиях различных магистралей различаются между собой. Это обусловлено отсутствием на ТЭЦ смешивающего коллектора и трудностью поддержания одинаковой температуры сетевой воды в условиях эксплуатации на всех блоках ТЭЦ с разнотипным оборудованием.

5.3.5. СЕТИ ОТ ЗАГОРОДНЫХ ИСТОЧНИКОВ

В сооружаемых и проектируемых системах теплоснабжения от загородных источников на органическом и ядерном топливах покрытие пиковой части тепловой нагрузки предусматривается обычно от городских источников на органическом топливе, соединенных с основным источником транзитной тепломагистралью. В пиковых источниках, расположенных в конце транзитной магистрали, могут устанавливаться насосы смешения, осуществляющие рециркуляцию части воды из городской тепловой сети. Рециркуляция осуществляется с различными целями в зависимости от схемы включения пикового источника (последовательно или параллельно с основным), принятого метода регулирования отпуска теплоты от загородного источника и в городской тепловой сети (качественного или количественного), доли тепловой нагрузки, покрываемой пиковым источником, принятой системы горячего водоснабжения и т. п.

В случае, если в транзитной магистрали принят повышенный температурный график (условный или действительный), насос смешения обеспечивает снижение температуры воды в подающей линии городской тепловой сети до требуемой величины. При параллельном включении пикового и основного источников насос смешения обеспечивает требуемый расход воды через пиковый источник.

При необходимости стабилизации расхода воды в транзитной магистрали насос смешения обеспечивает увеличение расхода воды в городской тепловой сети, связанное, например, с увеличением расхода сетевой воды на горячее водоснабжение.

Таким образом, при указанных, а также и при других условиях требуется перераспределение расхода сетевой воды между основным и пиковым источниками.

Рассмотрим способы реализации такого перераспределения и их влияние на гидравлические режимы закрытой системы теплоснабжения. Это влияние существенно зависит от схемы присоединения нагрузки горячего водоснабжения и степени автоматизации абонентских теплопотребляющих установок. В случае, когда все абоненты оснащены регуляторами расхода и нагрузка

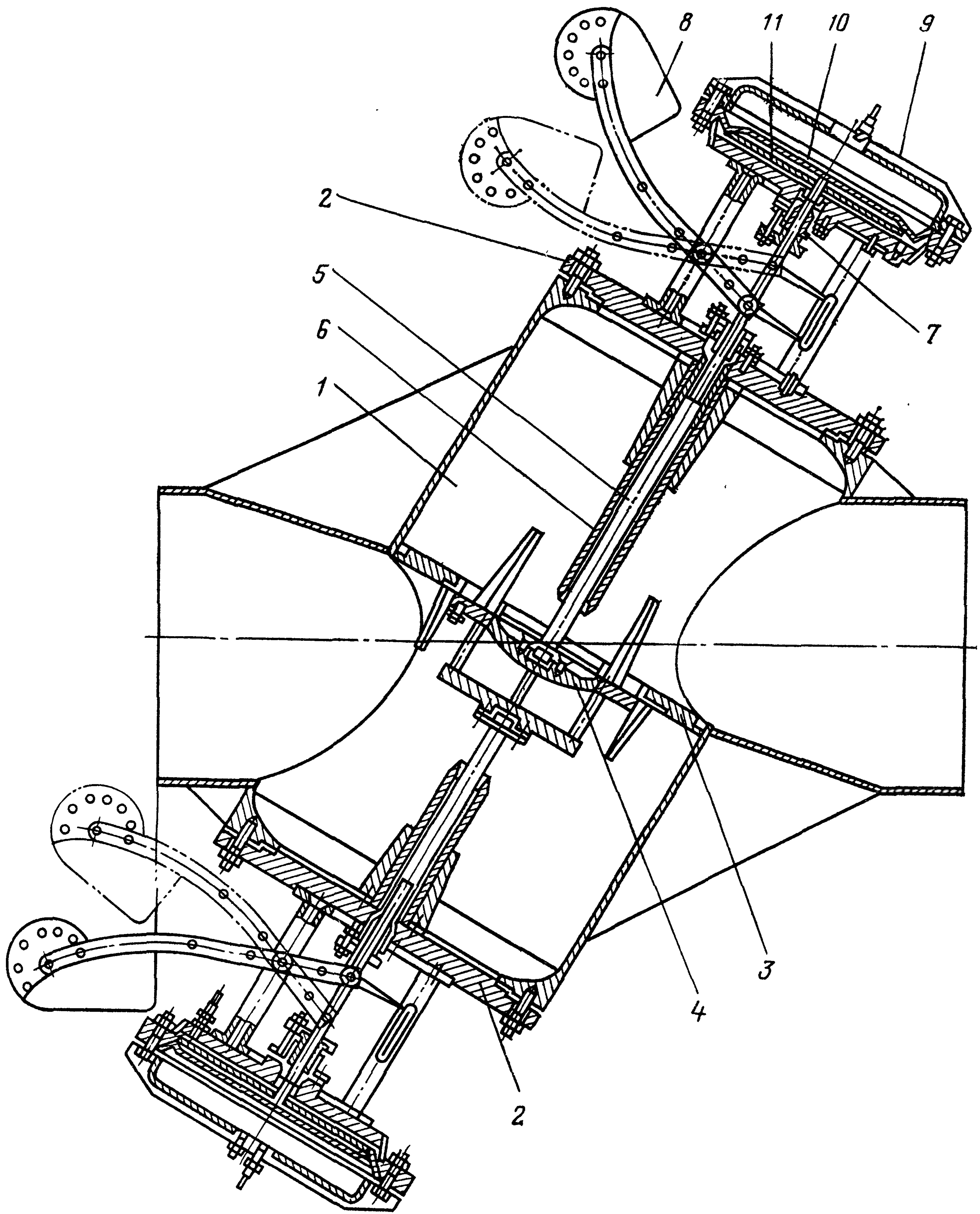


Рис. 5.20. Автоматический клапан рассечки для тепломагистралей диаметром 1200—1400 мм:

1 — корпус; *2* — крышки корпуса; *3* — седло; *4* — затвор; *5* — шток; *6* — направляющая штока; *7* — сальниковое уплотнение; *8* — груз; *9* — мембранная камера; *10* — мембрана; *11* — жесткий диск

горячего водоснабжения присоединена по двухступенчатой последовательной схеме, расход воды в сети не зависит от нагрузки горячего водоснабжения и располагаемого напора в начале городской сети (в пиковом источнике теплоснабжения). В другом крайнем случае, когда все абоненты не оснащены ни РР, ни регуляторами температуры, сопротивление системы является постоянным, расход в ней пропорционален корню из располагаемого напора в начале сети. Все другие варианты, например наличие у абонентов регулято-

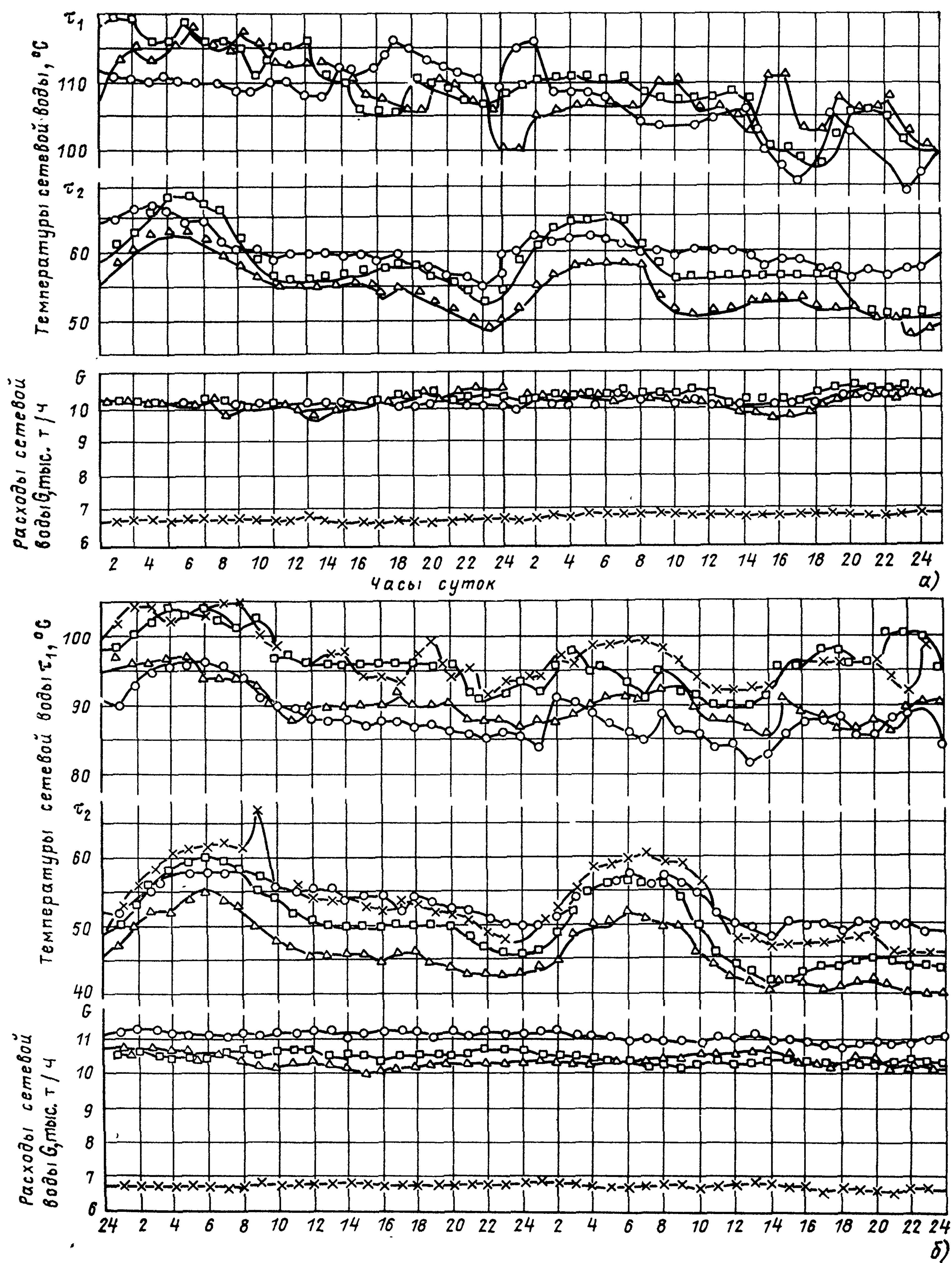


Рис. 5.21. Расходы и температуры сетевой воды в тепломагистралях одной из москов-

а — τ_1=110÷120 °С; *б* — τ_1=90 ÷ 100 °С;

ров температуры воды на горячее водоснабжение и отсутствие регуляторов расхода или частичное оснащение абонентов РР, являются промежуточными между указанными крайними случаями.

Рассмотрим сначала сеть без регуляторов давления на транзитной линии, схема и пьезометрический график которой изображены на рис. 5.22. Абоненты оснащены РР воды на отопление, поддерживающими расчетный расход сетевой воды $V_{о.р}$ независимо от располагаемого напора.

Располагаемый напор в конце транзитной магистрали в месте установки насоса смешения при расходе через него $V_{см} = 0$ и расходе воды в сети $V_{о.р}$

$$\Delta^0_{см} = \Delta_{ст} - (S_{1тр} + S_{2тр}) V^2_{о.р}. \quad (5.33)$$

Если при неизменном располагаемом напоре на станции $\Delta_{ст}$ увеличить напор насоса смешения $\Delta_{см} = k\Delta^0_{см}$, где $k > 1$, то расход воды в транзитной магистрали составит

$$V_{тр} = \sqrt{(\Delta_{ст} - k\Delta^0_{см})/(S_{1тр} + S_{2тр})}. \quad (5.34)$$

Поскольку при наличии у абонентов РР $V_{о.р} = \mathrm{const}$, расход через насос смешения составит

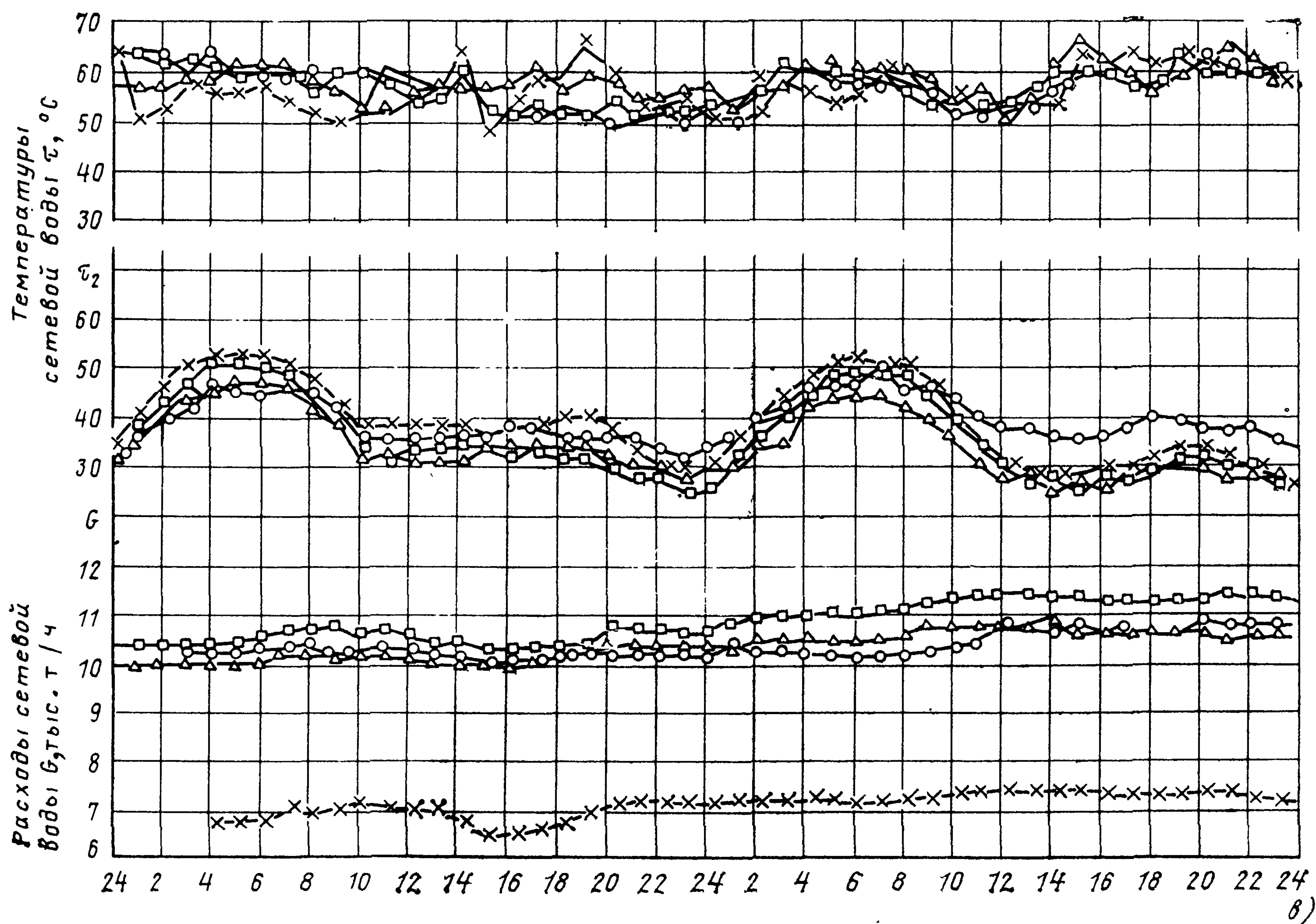
$$V_{см} = V_{о.р} - V_{тр} = \sqrt{(\Delta_{ст} - \Delta^0_{см})/(S_{1тр} + S_{2тр})} - \sqrt{(\Delta_{ст} - k\Delta^0_{см})/(S_{1тр} + S_{2тр})}. \quad (5.35)$$

В относительных единицах

$$\bar{V}_{см} = V_{см}/V_{о.р} = 1 - \sqrt{(1 - k\mu)/(1 - \mu)}, \quad (5.35а)$$

где $\mu = \Delta^0_{см}/\Delta_{ст}$ можно рассматривать как устойчивость транзитного участка сети;

$$\bar{V}_{тр} = 1 - \bar{V}_{см} = \sqrt{(1 - k\mu)/(1 - \mu)}. \quad (5.36)$$



ских ТЭЦ при различных температурах сетевой воды:

в - $\tau_1 = 75 \div 85$ °С, дни недели -- пятницы, субботы

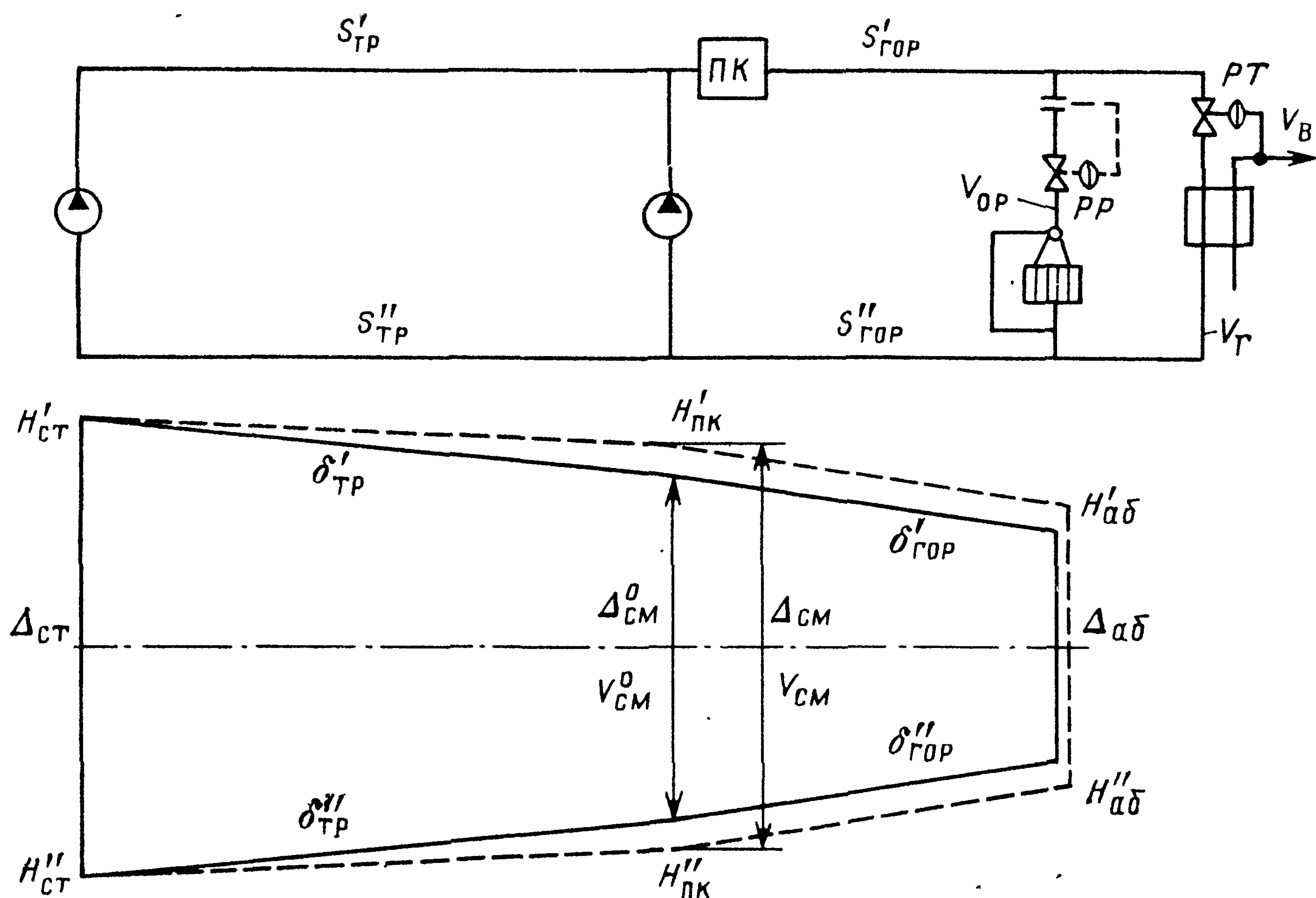


Рис. 5.22. Принципиальная схема и пьезометрические графики сети с насосом смешения в конце транзитной магистрали. Абоненты оснащены регуляторами расхода и температуры

Коэффициент подмешивания насоса смешения

$$u = V_{см}/V_{тр} = \sqrt{(1-\mu)/(1-k\mu)} - 1. \tag{5.37}$$

При наличии в городской сети помимо расчетного расхода воды на отопление $V_{о\cdot р}$, а также и расхода сетевой воды на подогреватели горячего водоснабжения $V_г$ (относительный расход $\overline{V}_г = V_г/V_{о\cdot р}$) величина $\Delta^0_{см}$ составит

$$\Delta^0_{см} = \Delta_{ст} - (S_{1тр} + S_{2тр})\, V^2_{о.р}\,(1 + \overline{V}_г)^2. \tag{5.33а}$$

Приведенные выше формулы сохраняют при этом свое значение, если μ определять при $\Delta^0_{см}$ по (5.33а).

Поскольку транзитная магистраль, как правило, имеет большую длину, составляющую для ряда сооруженных систем 10—20 км, появляется необходимость установки подкачивающих насосов на одной, или на обеих транзитных магистралях, как это изображено на рис. 5.23. Насос смешения может быть установлен до и после подкачивающих насосов (рис. 5.23, варианты *а* и *б*). Расход электроэнергии на перекачку теплоносителя в обоих случаях одинаков. В частном случае, также изображенном на рис. 5.23, когда напор р обратной линии после подкачивающего насоса превышает напор в подающей линии до подкачивающего насоса, рециркуляция может осуществляться самотеком без специального насоса смешения.

Для системы с подкачивающими насосами аналогичным образом могут быть получены значения $\overline{V}_{тр}$ и $\overline{V}_{см}$ (для варианта *б* на рис. 5.23):

$$\overline{V}_{тр} = \sqrt{\frac{1-[k\mu + (k-1)\,\psi]}{1-\mu}}, \tag{5.38}$$

где $\psi = (\Delta_{под} - \Delta_{обр})/\Delta_{ст}$; $\Delta_{под}$, $\Delta_{обр}$ — напоры подкачивающих насосов, установленных в конце транзитной магистрали на подающей и обратной линиях;

$$\bar{V}_{см} = 1 - \bar{V}_{тр}; \quad u = \frac{\bar{V}_{см}}{\bar{V}_{тр}} = \frac{1}{\bar{V}_{тр}} - 1.$$

В системе без регуляторов у абонентов в отличие от рассмотренной выше изменение напора насоса смешения приводит к изменению расхода воды в городской сети:

$$V_{о} = V_{о.р} \sqrt{k}. \tag{5.39}$$

Расход через насос смешения

$$V_{см} = V_{о.р} \sqrt{k} - V_{т.р}. \tag{5.40}$$

Расход воды в транзитной магистрали $V_{тр}$ определяется формулой (5.36) с учетом которой

$$\bar{V}_{см} = V_{см}/V_{о.р} = \sqrt{k} - \sqrt{(1 - k\mu)/(1 - \mu)}. \tag{5.41}$$

Коэффициент подмешивания

$$u = \frac{V_{см}}{V_{о.р}} = \sqrt{k \frac{1-\mu}{1-k\mu} - 1}. \tag{5.42}$$

При установке подкачивающих насосов в конце транзитной магистрали по варианту на *б* рис. 5.23

$$\bar{V}_{см} = \sqrt{k} - \sqrt{\frac{1 - [k\mu + (k-1)\psi]}{1-\mu}}. \tag{5.43}$$

Таким образом, при отсутствии регуляторов у абонентов и увеличении напора насоса смешения расход воды через него увеличивается не только за счет сокращения расхода воды в транзитной магистрали, но и в результате увеличения расхода в городской сети. Расход в транзитной магистрали не зависит от наличия или отсутствия регуляторов расхода у абонентов городской сети.

На рис. 5.24 представлены зависимости расходов воды в транзитной магистрали и через насос смешения от относительного повышения располагаемого напора смесительного насоса k при различных значениях μ для сети с ав-

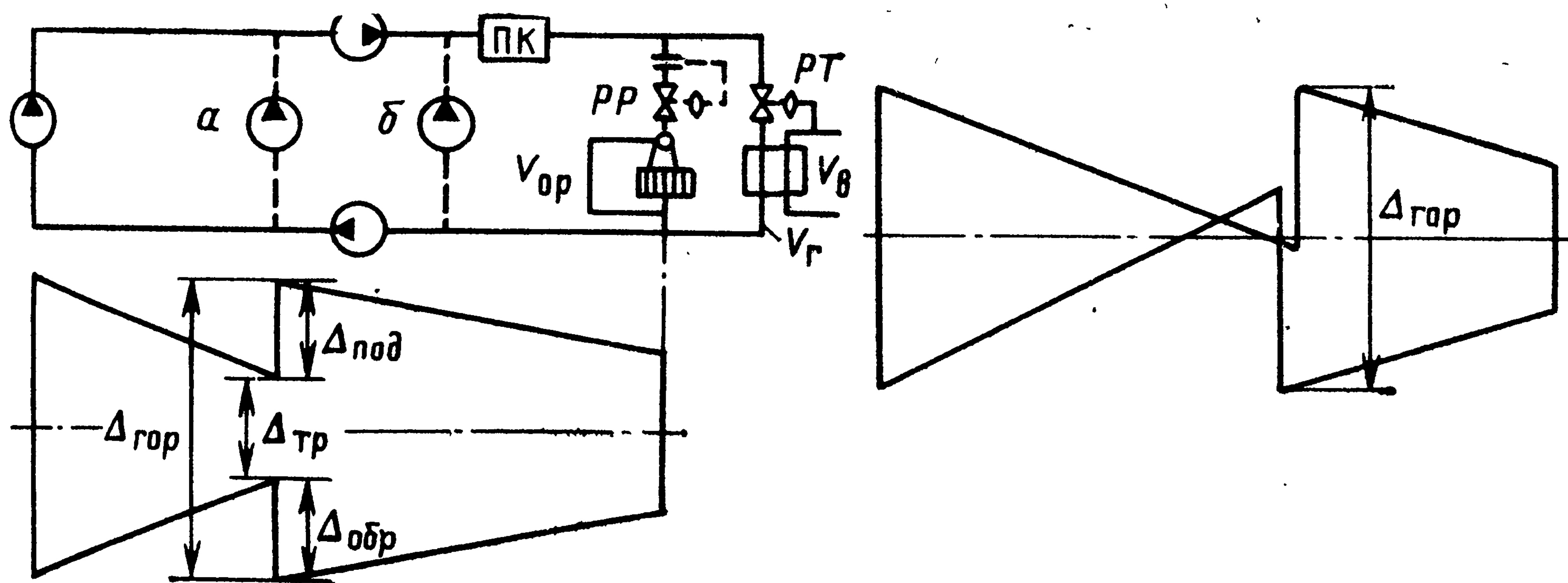


Рис. 5.23. Принципиальная схема и пьезометрический график сети с насосом смешения и подкачивающими насосами в конце транзитной магистрали:

абоненты оснащены РР и РТ; вариант *а* — насос смешения до подкачивающих насосов; вариант *б* — насос смешения после подкачивающих насосов

томатизированными и неавтоматизированными абонентами. Рассматривались варианты без насосных подстанций (рис. 5.24, *а*, *б*) и с насосными подстанциями с различными суммарными относительными напорами ψ (рис. 5.24, *в*).

Для стабилизации давления в городской сети в месте установки насоса смешения на обратной линии транзитной магистрали обычно устанавливается регулятор давления «до себя». Для защиты оборудования загородного источника от повышения давления перед ним на обратной магистрали устанавливается регулятор давления «после себя». Для стабилизации давления в подающей линии городской сети устанавливается регулятор давления «после себя». Рассмотрим варианты установки этого регулятора в конце подающей линии транзитной магистрали и на подающей линии насоса смешения на примере системы, изображенной на рис. 5.25, на котором представлены принципиальная схема системы теплоснабжения и расчетный пьезометрический график. Пиковый источник включен параллельно основному. Расходы воды через каждый источник 10 тыс. м^3/ч. В пиковом источнике установлены подкачивающие насосы на транзитных линиях: на подающей линии — с напором 50 м и регулятором давления «после себя»; на обратной линии — с напором 100 м и регулятором давления «до себя»; насос смешения — с напором 150 м и регулирующим клапаном после пикового котла на участке *14-7*. На обратной линии перед основным источником установлен регулятор давления «после себя». Установленные регуляторы должны поддерживать давление в подающем и обратном коллекторах пикового источника равным соответственно 135 и 15 м и в обратном коллекторе основного источника 15 м. В городской се-

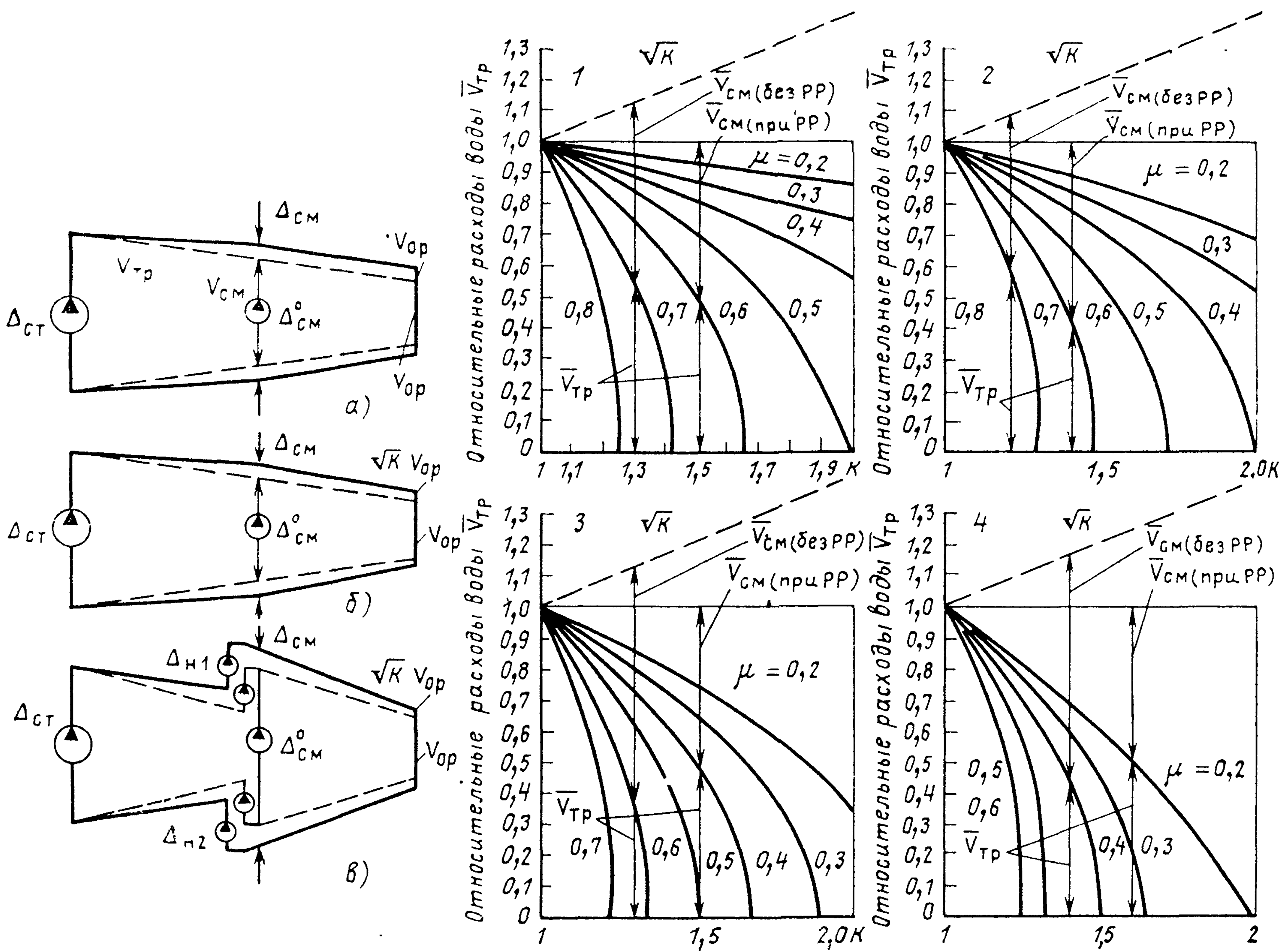


Рис. 5.24. Режимы работы системы теплоснабжения при увеличении напора насоса смешения в конце транзитной магистрали:

горячее водоснабжение отсутствует; относительные расходы: $\overline{V}_{тр}=V_{тр}/V_{ор}$; $\overline{V}_{см}=V_{см}/V_{ор}$; относительные напоры: $\mu-\Delta^0_{см}/\Delta_{ст}$; $K=\Delta_{см}/\Delta^0_{см}$; $\psi=(\Delta_{н1}+\Delta_{н2})/\Delta_{ст}$; пьезометрические графики: *а* — с РР у абонентов; *б* — без РР у абонентов; *в* — то же с насосными подстанциями: относительные расходы при значениях ψ: *1* - 0; *2* 0,2; *3* 0,5; *4* 0,8

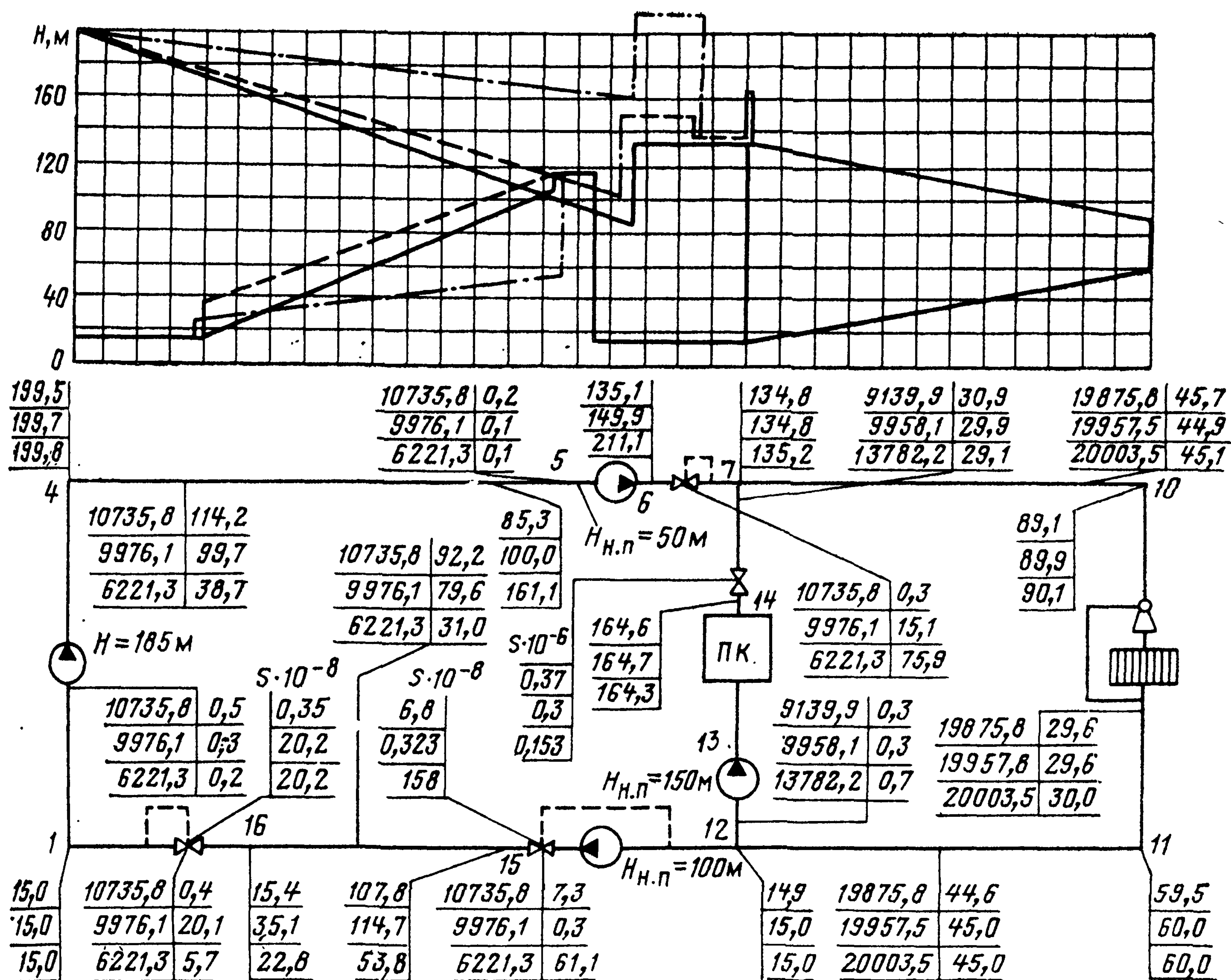


Рис. 5.25. Расходы воды через основной и пиковый источники теплоснабжения при изменении сопротивления перемычки после насоса смешения на участке *14-7*.

Сопротивление городской сети неизменно; на участках сети указаны расходы воды, т/ч (слева), и потери напора, м (справа); в узлах сети указаны напоры, м; сверху вниз указаны параметры при следующих сопротивлениях участка *14-7*: $0{,}37\cdot10^{-6}$ (сплошные линии на пьезометрическом графике); $0{,}3\cdot10^{-6}$ (штриховые линии); $0{,}153\cdot10^{-6}$ м²·ч/м⁶ (штрихпунктирные линии)

ти регуляторы отсутствуют, и она имеет постоянное сопротивление. Потеря напора у потребителей 30 м, в городской сети 90 м. Рассмотрим, как реагирует система на возможные отклонения от исходного режима. Перераспределение расхода воды между основным и пиковым источниками при неизменном расходе воды в городской сети может быть реализовано только путем изменения сопротивления регулирующего клапана после насоса смешения, как это показано на рис. 5.25. В результате уменьшения сопротивления этого клапана от $0{,}37\cdot10^{-6}$ до $0{,}153\cdot10^{-6}$ м·ч²/м⁶ расход воды через насос смешения увеличился в 1,5 раза, а в транзитной магистрали снизился на такую же величину. Регулятор давления «после себя» в конце транзитной магистрали прикрылся, чтобы поддержать заданное давление. Потеря напора в этом клапане возросла от 0,3 до 75,9 м, т. е. превысила напор подкачивающего насоса, который при этом режиме может быть отключен. Прикрывается также регулятор давления «до себя» на обратной линии в конце транзитной магистрали и регулятор давления «после себя» на обратной линии перед основным источником.

Таким образом, все регуляторы поддерживают заданные давления. При неизменном сопротивлении городской сети это обеспечивает постоянный расход в ней. Если изменяется сопротивление городской сети, например при изменении расхода сетевой воды через подогреватели горячего водоснабжения, то при неизменном сопротивлении регулирующего клапана после насоса сме-

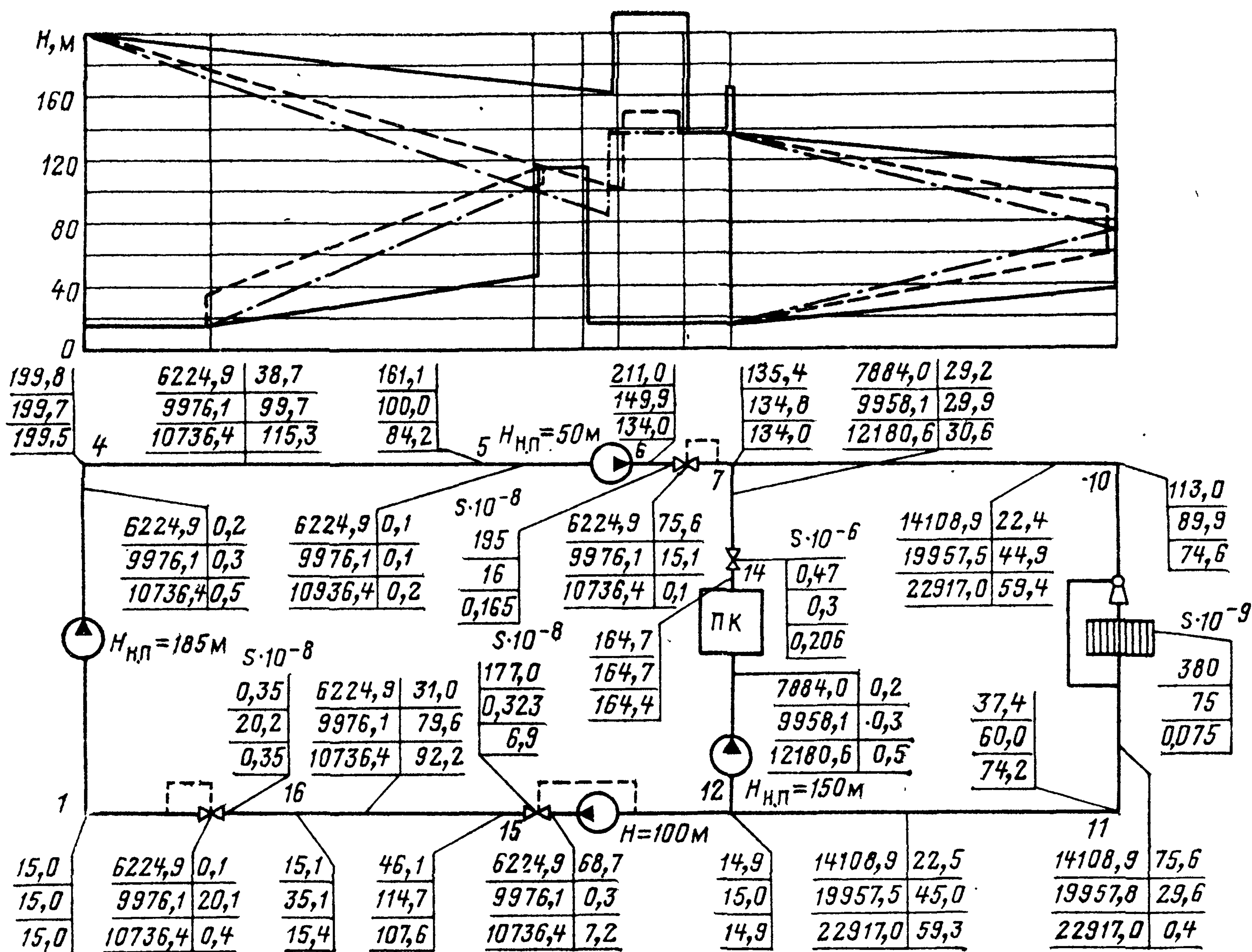


Рис. 5.26. Расходы воды через основной и пиковый источники теплоснабжения при изменении сопротивления абонентских установок на участке *10-11*:

регулятор давления «после себя» установлен в конце транзитной магистрали; сопротивления абонентов: $S=380\cdot10^{-9}$ (сплошные линии); $75\cdot10^{-9}$ (пунктирные линии); $0{,}075\cdot10^{-9}$ (штрихпунктирные линии); остальные обозначения те же, что и на рис. 5.25

шения изменяются расходы воды как через основной, так и через пиковый источник, как это видно из рис. 5.26.

Для стабилизации расхода воды по транзитной магистрали при изменении сопротивления городской сети регулятор давления «после себя» был установлен не после подкачивающего насоса на транзитной магистрали, а после насоса смешения в пиковой котельной. При тех же изменениях сопротивления абонентских установок расход в транзитной магистрали, как видно из рис. 5.27, сохраняется неизменным. Все увеличение расхода воды в городской сети покрывается насосом смешения.

5.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ СЕТЕЙ В АВАРИЙНЫХ УСЛОВИЯХ

5.4.1. ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ ТЕПЛОМАГИСТРАЛИ

При проектировании тепловых сетей обычно каждая магистраль рассчитывается на покрытие тепловой нагрузки лишь своего района. Возможности аварийного резервирования определяются пропускной способностью магистрали при дополнительном сосредоточенном отборе воды из нее в одной или нескольких точках.

Такая проблема возникает при отключении одной из магистралей от источника и необходимости питать ее через перемычку от оставшейся в работе. Потеря напора в магистрали при этом может быть определена в общем виде лишь для идеализированной сети с равномерно распределенной нагрузкой

(непрерывной или дискретной) при постоянном диаметре магистрали или с заданными законом изменения удельной потери давления и расходах воды у абонентов, не зависящих от располагаемого напора. Расчетные формулы, позволяющие определить гидравлический режим магистрали при указанных условиях, приведены в [70].

На рис. 5.28 для магистрали постоянного диаметра показано влияние относительного отбора воды $K = V_{\text{отб}}/V_{\text{с}}$, расположенного на относительном расстоянии от конца магистрали $y = l_{\text{отб}}/L_{\text{с}}$, где $V_{\text{с}}$ и $L_{\text{с}}$ — суммарный расход воды в магистрали при отсутствии отбора и ее длина, на изменение относительного располагаемого напора в конце магистрали $\Delta_n/\Delta_{\text{ст}}$.

Так, например, если при отсутствии отбора $\Delta_n/\Delta_{\text{ст}} = 0{,}5$, то при относительном отборе $K = 0{,}2$ в середине магистрали ($y = 0{,}5$) значение $\Delta_n^{\text{o}}/\Delta_{\text{ст}} = 0{,}25$, т. е. уменьшается в 2 раза, а при отборе в конце магистрали ($y = 0$) $\Delta_n^{\text{o}}/\Delta_{\text{ст}} = 0{,}14$, т. е. относительный напор в конце магистрали снижается в 3,5 раза.

Из рис. 5.28 видно также, что при обычном относительном напоре в конце сети $\Delta_n/\Delta_{\text{ст}} = 0{,}3 \div 0{,}4$ возможность транзитного пропуска воды даже в сети постоянного диаметра ограничена. Располагаемый напор снижается до нуля при транзитном расходе, составляющем всего 15 % нормального расхода воды в магистрали.

Еще меньшие возможности для пропуска транзитного расхода имеет магистраль с уменьшающимися диаметрами.

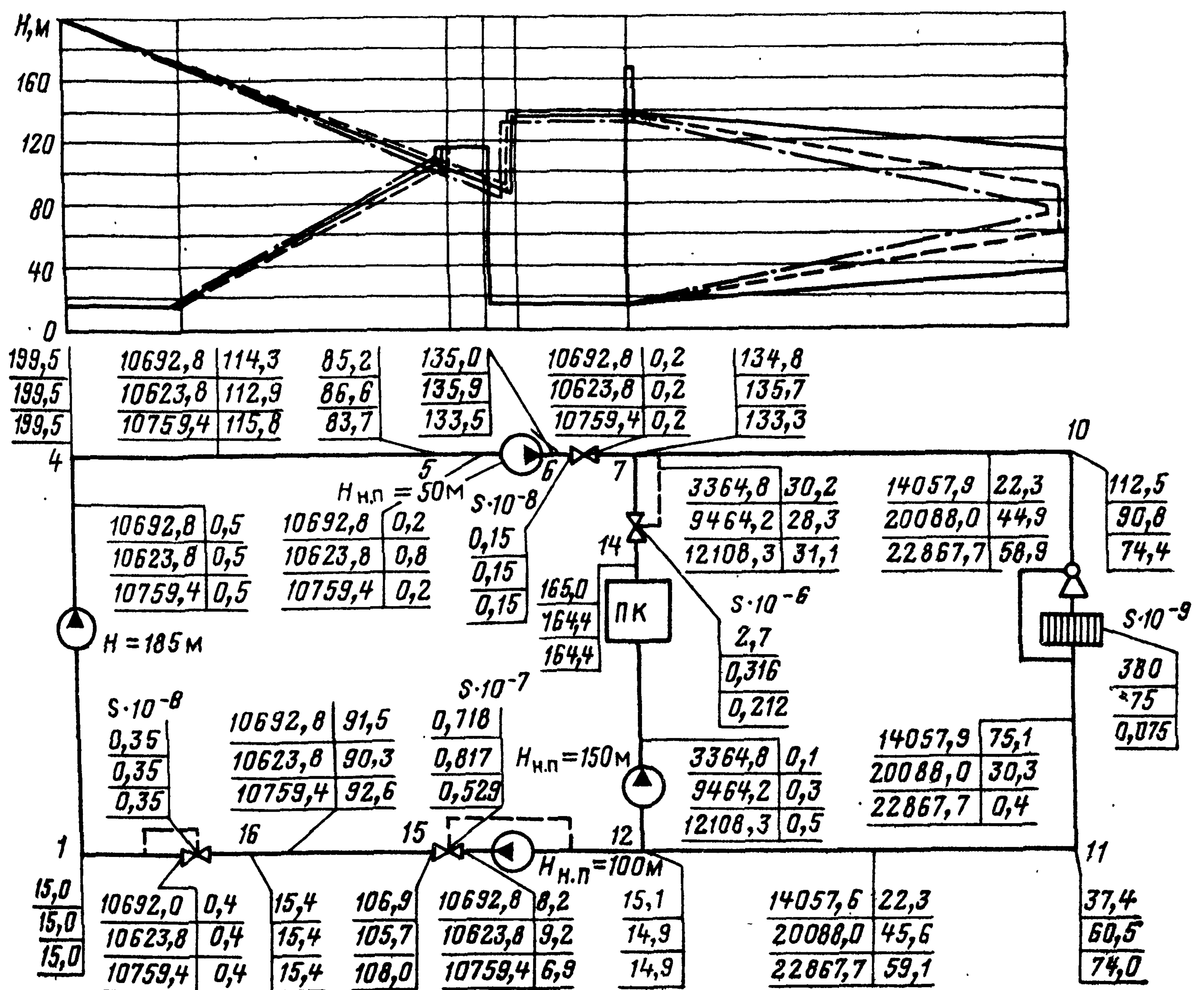


Рис. 5.27. Расходы воды через основной и пиковый источники теплоснабжения: гулятор давления «после себя» установлен на перемычке после насоса смешения на участке 14-7; остальные условия и обозначения те же, что и на рис. 5.26

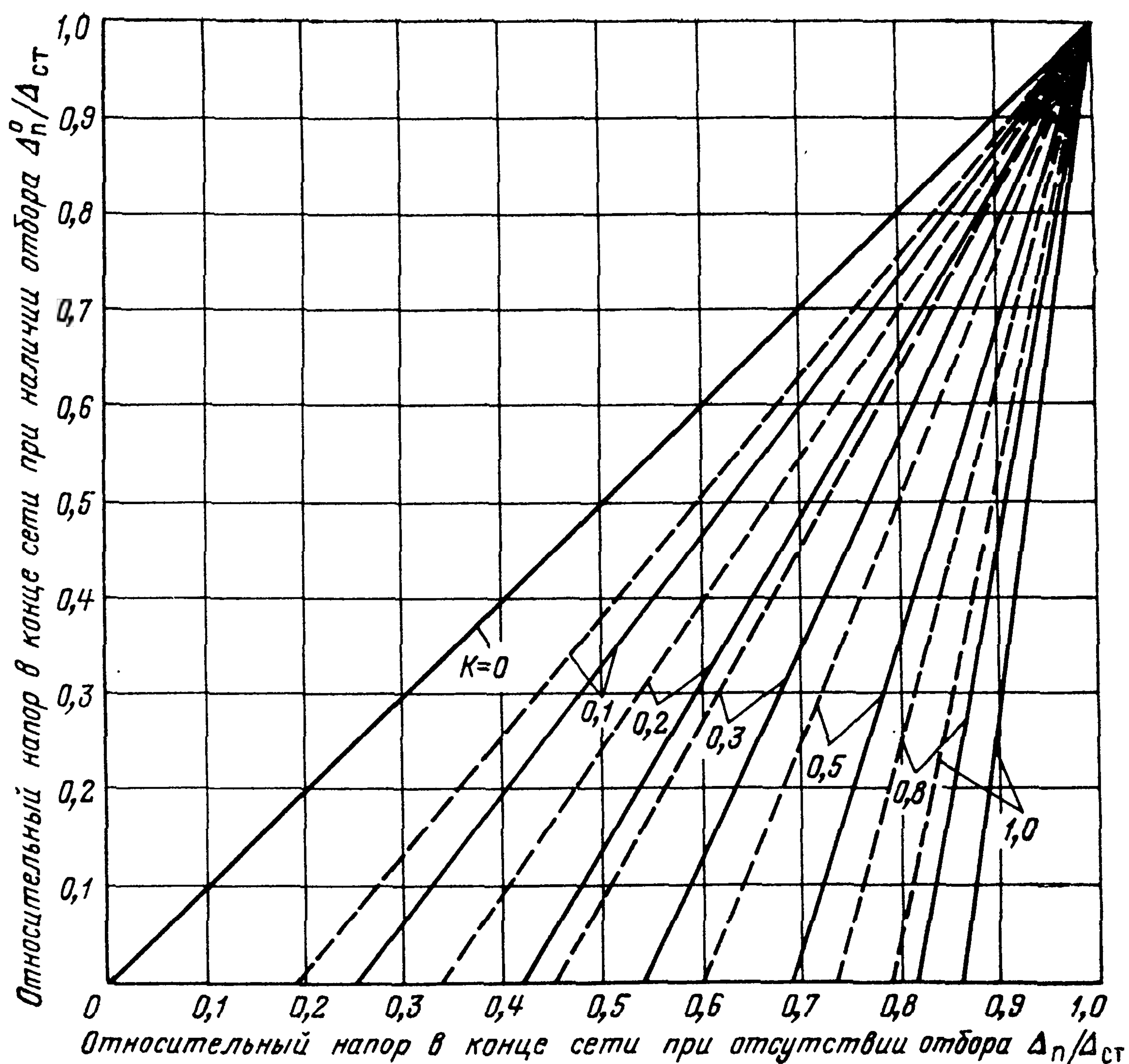


Рис. 5.28. Влияние сосредоточенного отбора воды на относительный располагаемый напор в конце магистрали постоянного диаметра:

сплошные линии — сосредоточенный отбор в конце сети; штриховые линии — в середине сети

На рис. 5.29, *а* показано влияние сосредоточенного отбора K на относительный напор $\Delta_n^0/\Delta_{ст}$ в конце магистрали с непрерывной равномерно распределенной нагрузкой при $d_{макс}/d_{мин} = 3$ и отборе в конце магистрали.

На рис. 5.29, *б* приведены значения $\Delta_n^0/\Delta_{ст}$ при отборе в конце магистрали с $d_{макс}/d_{мин} = 1{,}5$.

При $d_{макс}/d_{мин} = 3$ и $\Delta_n^0/\Delta_{ст} = 0{,}7$ относительный отбор $k = 0{,}2$ в конце сети снижает относительный напор в этой точке до $\Delta_n^0/\Delta_{ст} = 0{,}12$, т. е.

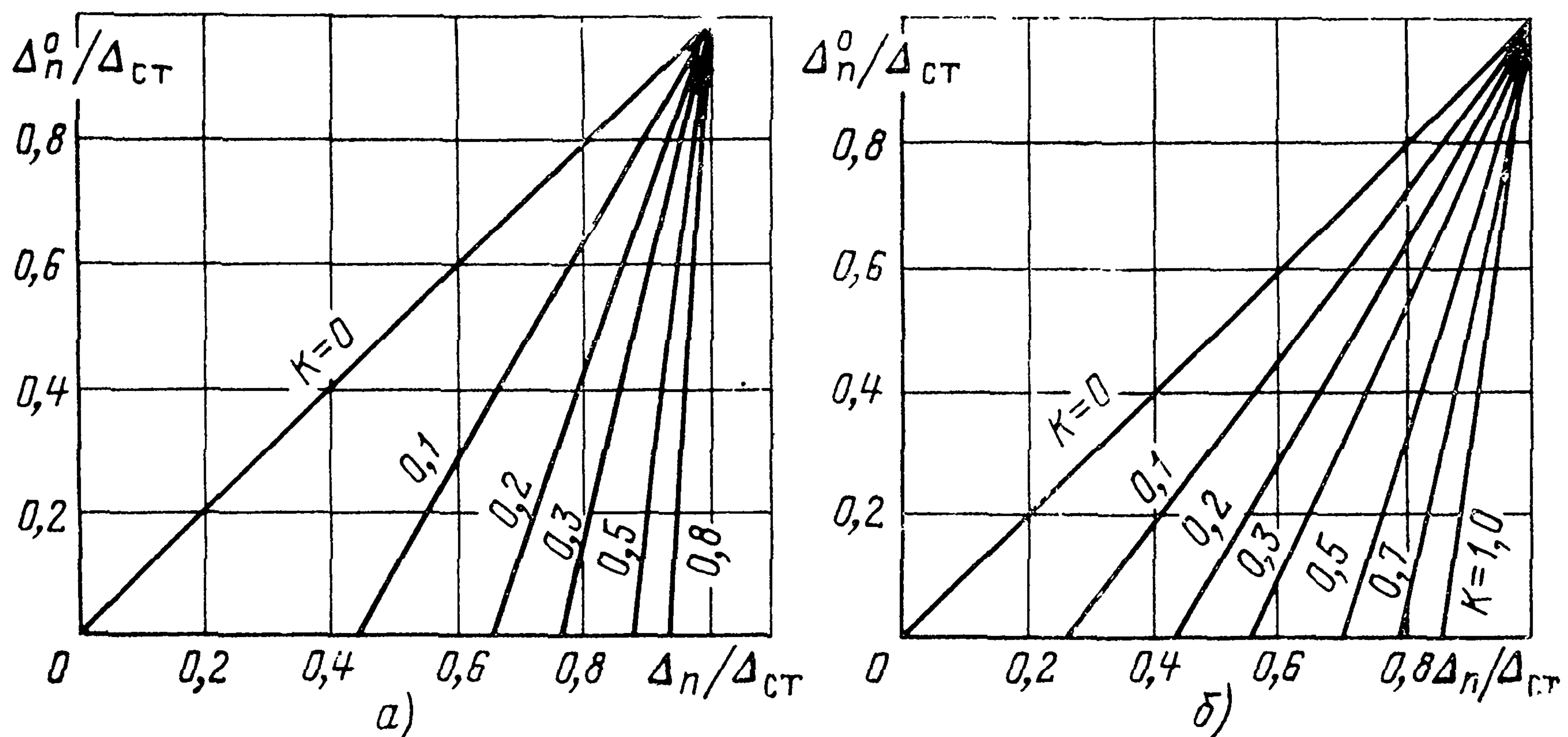


Рис. 5.29. Влияние сосредоточенного отбора воды на относительный располагаемый напор в конце магистрали переменного диаметра:

а — $d_{макс}/d_{мин}=3$; *б* — $d_{макс}/d_{мин}=1{,}5$

почти в 6 раз, а такой же отбор в середине сети уменьшает напор в ее конце, как видно из рис. 5.29, *а*, всего до 0,6, т. е. на 14 %. Для сети с $d_{макс}/d_{мин}$ = 1,5 такой же отбор в конце сети снижает относительный напор до 0,47, т. е. на 30% (рис. 5.29, *б*).

5.4.2. РЕЗЕРВИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАГИСТРАЛЕЙ

Нормативными документами [65] предусматривается теплоснабжение районов с тепловой нагрузкой 350—450 МВт и более осуществлять не менее чем от двух магистралей. При удельном расходе сетевой воды 10,8 м³/ч на 1 МВт суммарной тепловой нагрузки (12,5 м³/Гкал) расход сетевой воды в магистрали, снабжающей теплом район с указанной тепловой нагрузкой, составляет 3500—4500 м³/ч. Если принять два значения удельных потерь напора 4 и 8 мм/м, то указанным расходам воды соответствуют диаметры тепловых сетей 800—900 и 700—800 мм.

Таким образом, магистрали с диаметром сетей 700—800 мм и выше должны иметь связи, позволяющие дублировать подачу воды в район теплоснабжения при аварийном отключении любого участка каждой магистрали.

Рассмотрим условия реализации этих рекомендаций на примере тепловой сети, снабжающей район с тепловой нагрузкой 1850 МВт (1600 Гкал/ч). Схема рассматриваемой сети представлена на рис. 5.30, *а*.

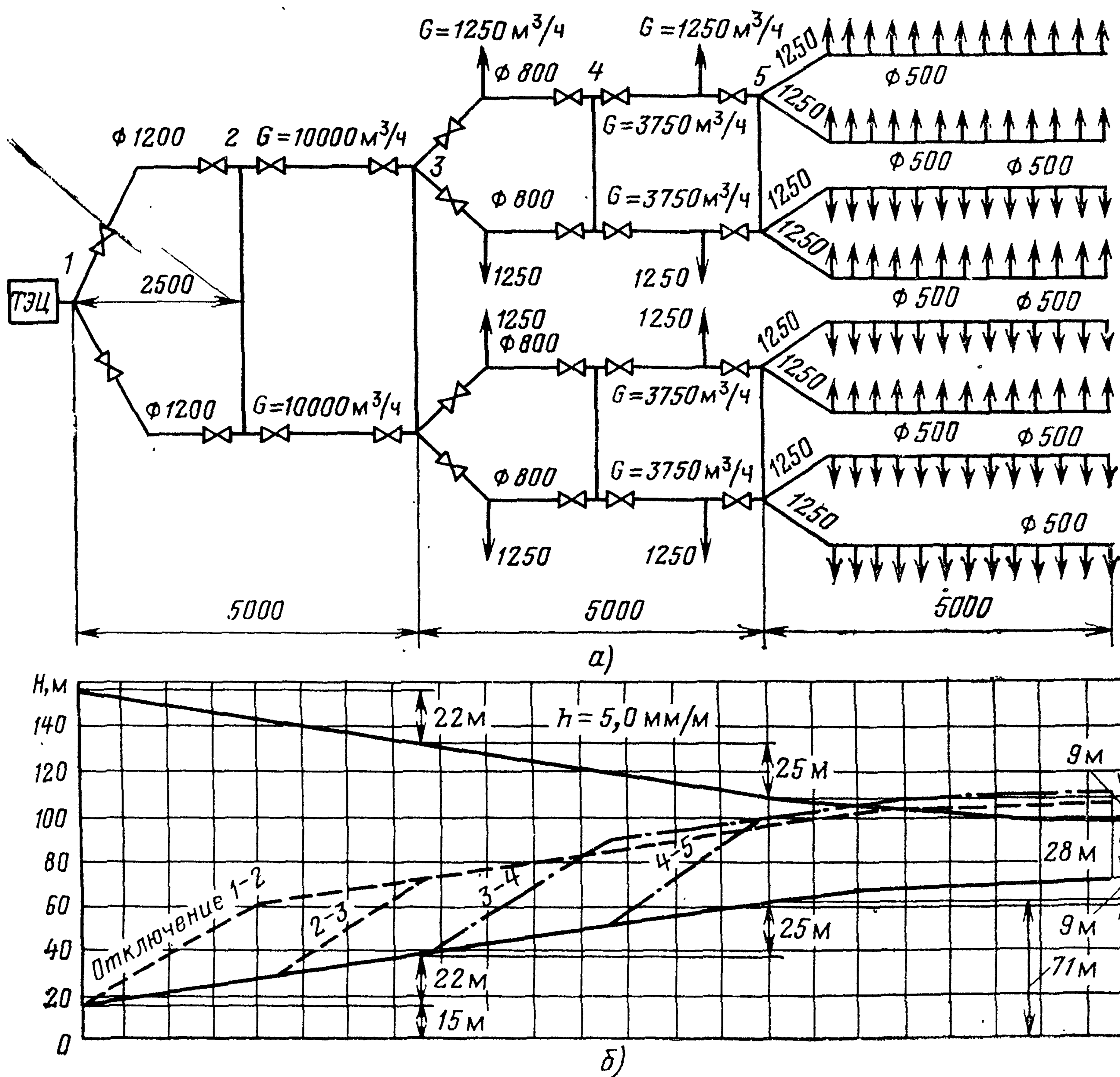


Рис. 5.30. Принципиальная схема сети с резервными перемычками (*а*) и пьезометрические графики при отключении одного из участков обратной линии магистрали (*б*)

Вывод теплоты осуществляется по двум транзитным магистралям диаметром 1200 мм и длиной 5 км. Расход сетевой воды от ТЭЦ 20 000 м³/ч.

При расходе 10 000 м³/ч в каждой магистрали удельные потери напора составляют 4,4 мм/м, общие потери 22 м. Каждая из этих магистралей разделяется на две диаметром по 800 мм, длиной 5 км. В начале и в конце этих магистралей сосредоточены нагрузки по 116 МВт (100 Гкал/ч) с расходом 1250 м³/ч. Транзитный расход теплоты 230 МВт (200 Гкал/ч), расход воды 2500 м³/ч. Таким образом, расход по этим магистралям 3750 м³/ч, удельные потери напора 5 мм/м, общая потеря напора 25 м.

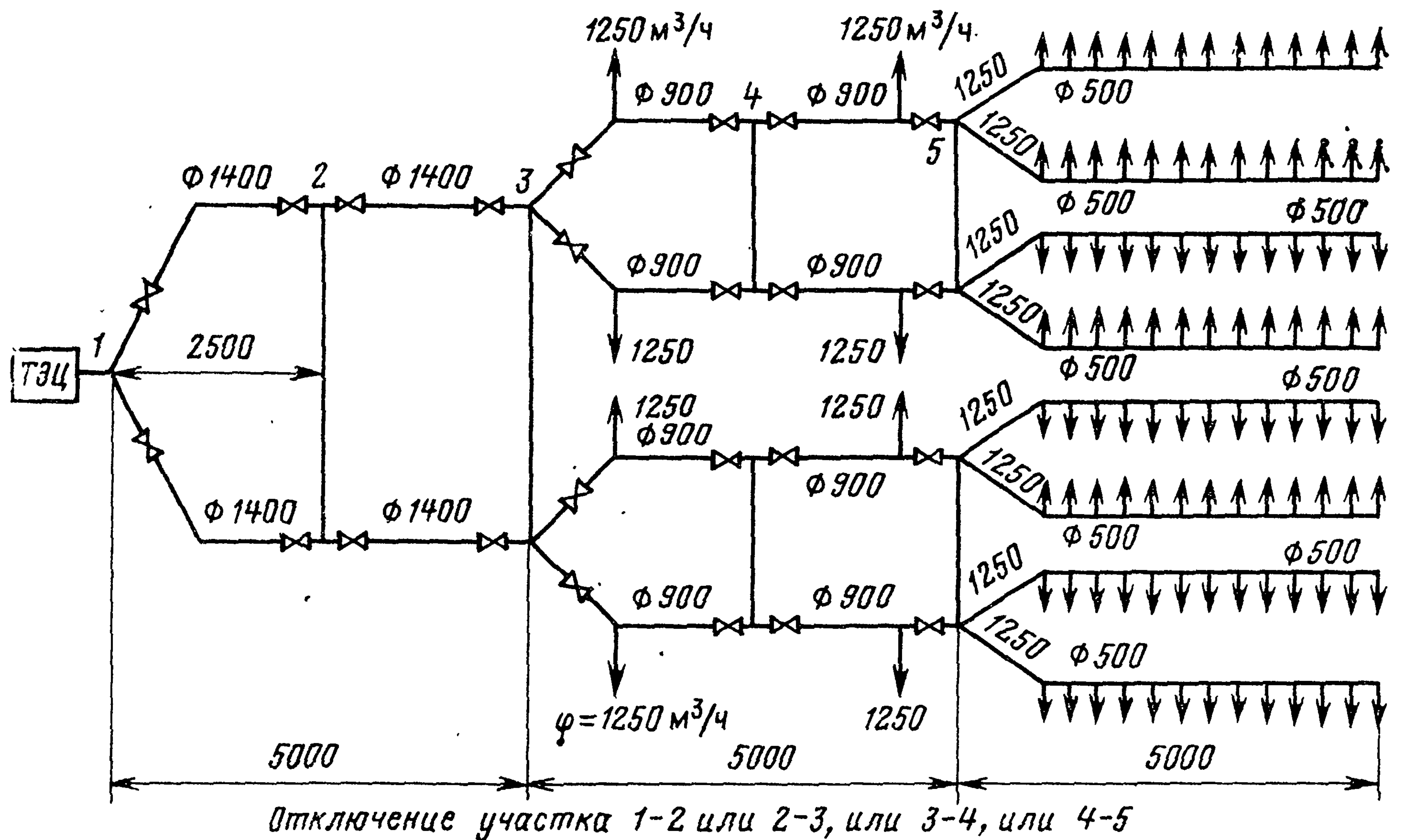
Каждая из магистралей диаметром 800 мм разделяется на две магистрали диаметром 500 мм, длиной 5 км с равномерно распределенной нагрузкой по 116 мВт (100 Гкал/ч), расход на начальном участке 1250 м³/ч. При расположении нагрузки в конце магистрали диаметром 500 мм с расходом 1250 м³/ч удельные потери 5,4 мм/м, общие потери 27 м. При равномерно распределенной нагрузке в магистрали постоянного диаметра потери в 3 раза меньше и составляют 9 м.

Пьезометрический график при расчетном режиме рассматриваемой сети представлен на рис. 5.30, *б* (сплошные линии). Как видно из рис. 5.30, *б*, напор в обратной линии в конце сети (при принятом горизонтальном рельефе местности) составляет 71 м. Располагаемый напор в конце сети составляет 28, м, т. е. 0,2 располагаемого напора на ТЭЦ. Среднее на всей магистрали удельное падение напора 3,74 мм/м. В рассматриваемом случае каждая из магистралей рассчитана только на теплоснабжение своего района без учета резервирования соседнего.

На схеме сети намечены перемычки между магистралями диаметром 1200 и 800 мм, позволяющие отключать любой участок этих магистралей. При этом, однако, по соответственному участку дублирующей магистрали должен проходить удвоенный расход воды, что увеличит потери напора на этом участке в 4 раза и даже без учета потерь напора в перемычках приведет к недопустимому снижению напора в подающей линии сети или к увеличению напора в обратной линии, как показано рис. 5. 30, *б* (штриховые и штрихпунктирные линии). Следует отметить, что эти графики построены при расчетных расходах воды у абонентов. Как видно из этого примера, прокладка соединительных перемычек сама по себе еще не обеспечивает возможность полного взаимного резервирования магистралей. Для этого возможны два пути: увеличение диаметра магистралей, т. е. снижение удельных потерь напора при расчетном режиме, или сооружение насосных подстанций.

На рис. 5.31 показаны схема сети с увеличенными диаметрами магистралей, обеспечивающими возможность отключения любого участка магистрали, и соответствующие пьезометрические графики. Для упрощения расчетов при построении этих графиков не учитывались потери напора в соединительных перемычках.

Как видно из рис. 5.31, возможность взаимного резервирования обеспечивается, если увеличить диаметры всех резервируемых магистралей на один размер, т. е. вместо ∅1200 принять ∅1400 и вместо ∅ 800 мм принять ∅ 900 мм. В сети с увеличенными диаметрами относительный располагаемый напор в конце сети составляет 0,55, а средние удельные потери напора 2,1 мм. Это приводит к увеличению материальной характеристики этих магистралей на 13,8%, а всей сети — на 8,5% без учета материальной характеристики перемычек. Соединительные перемычки целесообразно совмещать с распределительными сетями, отходящими от магистралей, принимая для них постоянный диаметр, равный диаметру соединяемых магистралей. Увеличение материальной характеристики сети за счет указанных перемычек зависит от конкретных условий: расстояния между магистралями, диаметра распределительных сетей, заменяемых перемычками, и т. д.



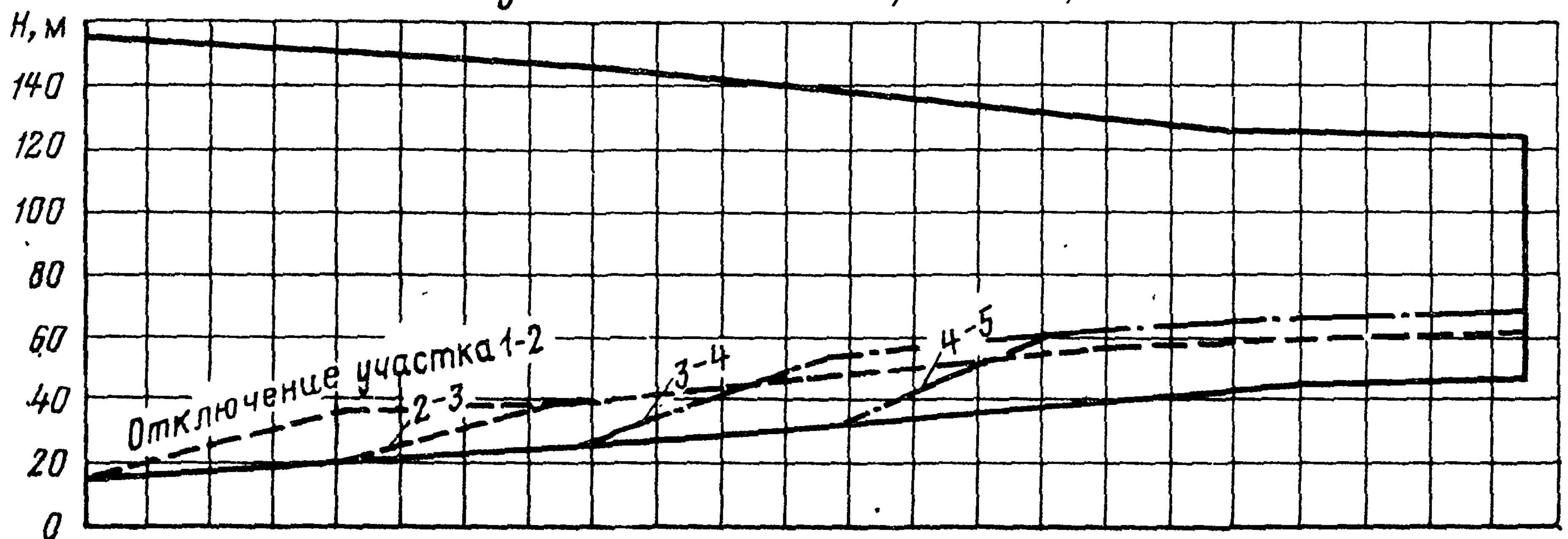


Рис. 5.31. Схема сети с увеличенными диаметрами магистралей, обеспечивающими взаимное резервирование без насосных подстанций, и пьезометрические графики при отключении одного из участков обратной линии магистрали

На рис. 5.32 показаны схема сети с диаметрами магистралей, определенными без учета резервирования, с насосными подстанциями и соответствующие пьезометрические графики при нормальном режиме и при отключении всех участков резервируемых магистралей. Как видно из этого графика, возможность взаимного резервирования обеспечивается при сооружении насосных подстанций на подающей и обратной линиях с напорами по 40 м. Насосная подстанция, расположенная в конце транзитной магистрали ⌀1200 мм, необходима только для снижения напора в обратной линии сети при аварийном отключении обратной магистрали на участках *1-2* и *2-3* (рис. 5.32, *б*) и на участке *3-4* (рис. 5.32, *в*). Насосная, расположенная примерно в середине сети, должна включаться при аварийных отключениях участков *3-4* и *4-5* (рис. 5.32, *в* и *г*) как на подающей, так и на обратной линии. Поэтому должна иметься возможность соответствующих переключений в схеме насосной подстанции. Эти насосные должны включаться лишь при необходимости аварийного резервирования, т. е. они являются резервными. Суммарная установленная мощность насосов составляет 4650 кВт, или 30% установленной мощности насосов на станции.

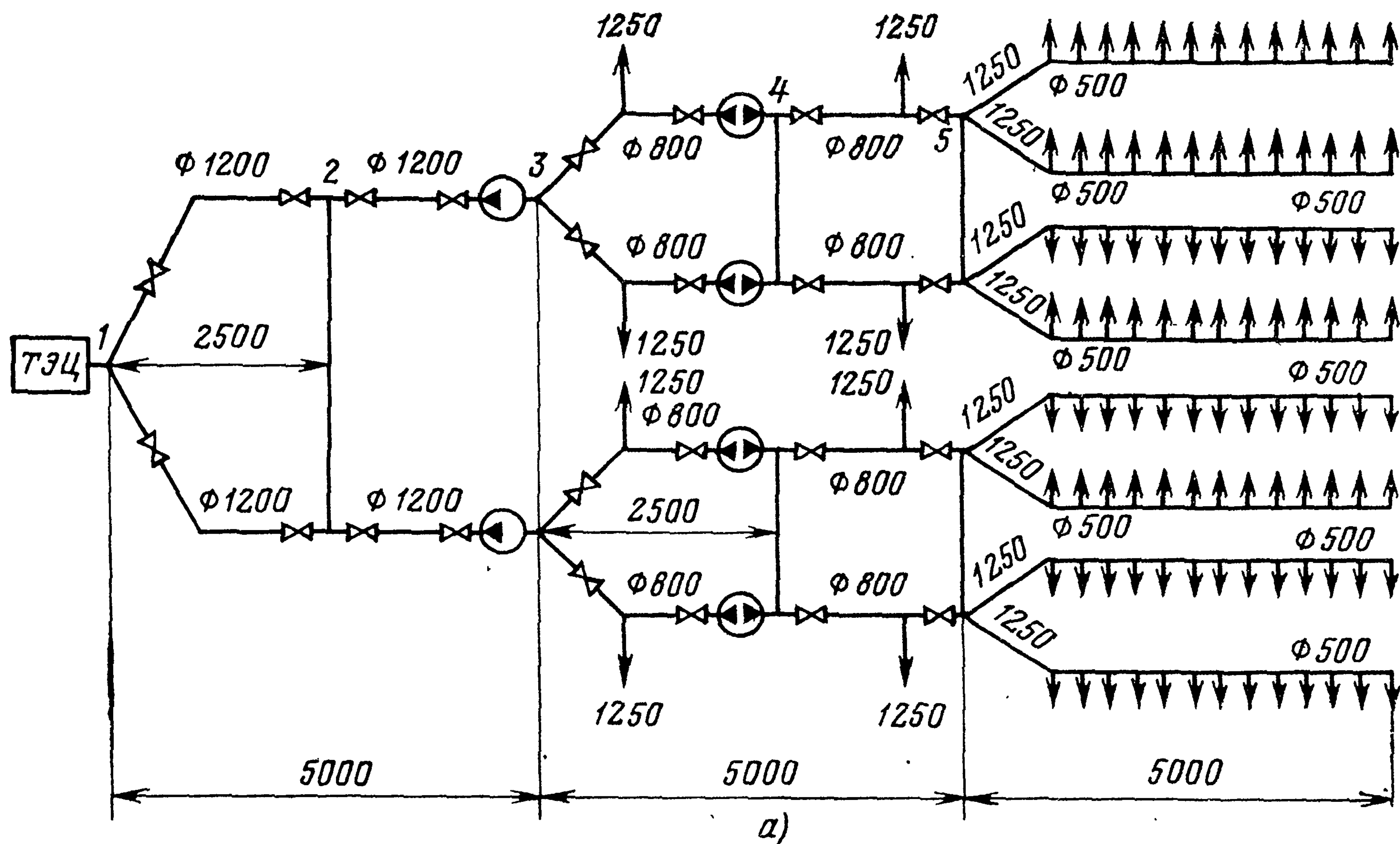
Поскольку насосные являются резервными, годовой расход электроэнергии незначителен. При сооружении насосных подстанций может рассматри-

ваться вариант их использования в качестве рабочих и снижения за этот счет диаметров магистралей.

Расчеты рассматриваемой сети при уменьшенных на один размер диаметрах на всех участках показали, что гидравлический режим при нормальных условиях обеспечивается двумя постоянно работающими насосными в точках *3* и *5* на подающей и обратной линиях с напорами 50 м. Аварийные режимы при этих условиях, как показали проведенные расчеты, могут быть обеспечены лишь путем сооружения дополнительно еще пяти насосных подстанций, что практически нереально.

На практике при большом разнообразии схем сетей и местных условий мероприятия по резервированию намечаются на основании расчета гидравлических режимов тепловых сетей в аварийных условиях, когда поочередно отключаются участки основных магистралей. При каждом из отключений ставится задача обеспечить у всех абонентов расходы сетевой воды не ниже, а напоры в обратной линии не выше заданных.

Проведенные исследования пропускной способности тепломагистралей, а также схем резервирования идеализированных и реальных сетей [18] показывают, что при проектировании тепловых сетей района теплоснабжения с тепловой нагрузкой 350—450 МВт, чему соответствуют магистрали диаметром 700—800 мм, должны предусматриваться мероприятия, обеспечивающие теплоснабжение абонентов в аварийных условиях, т. е. при отключении лю-



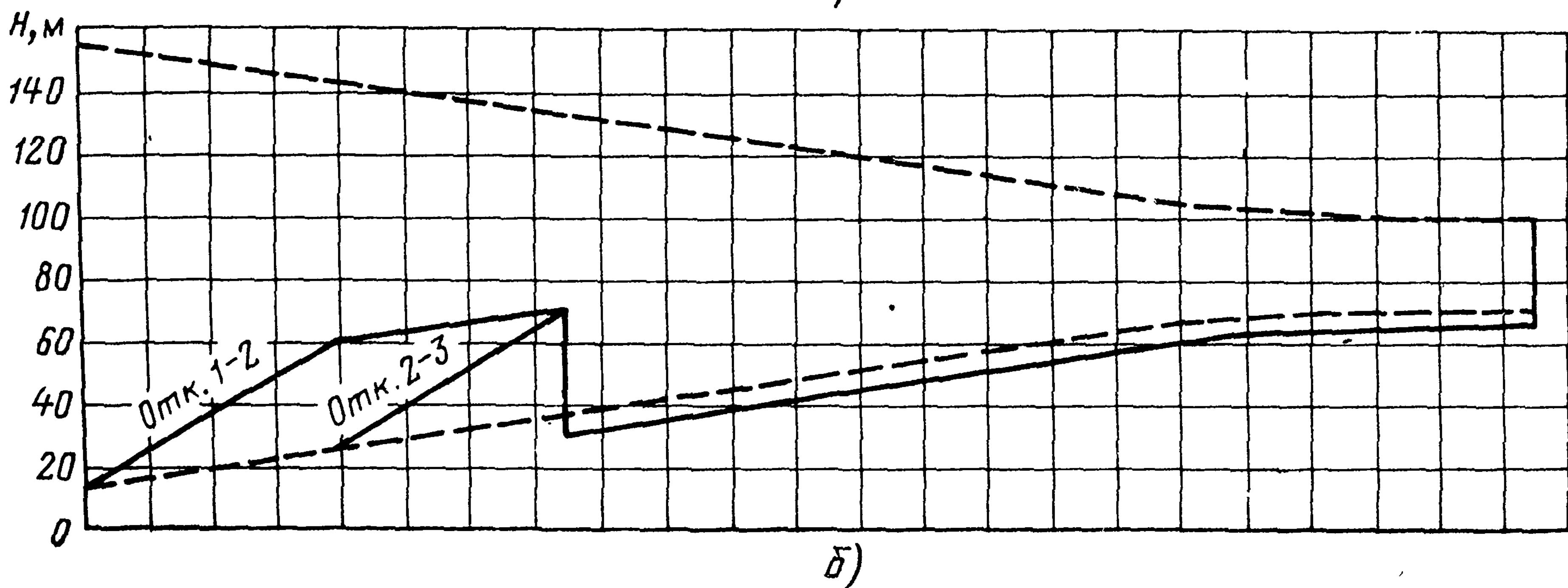


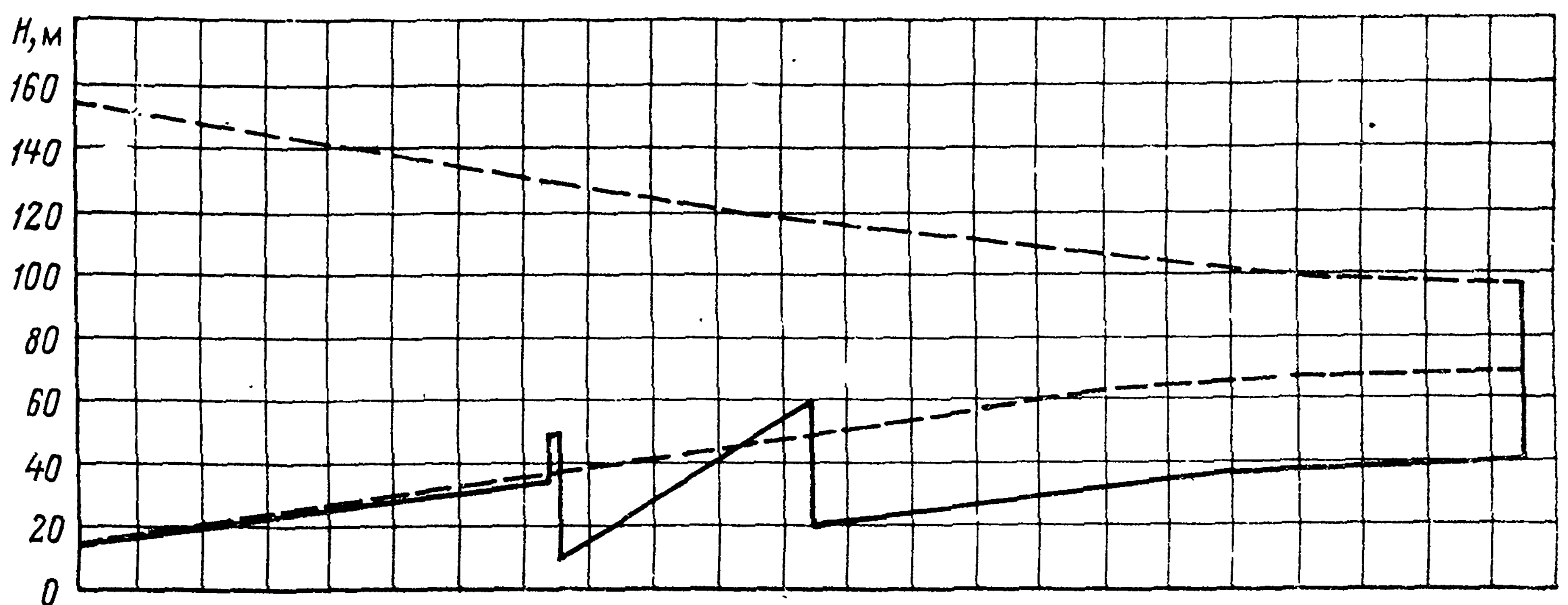
Рис. 5.32. Схема сети с резервными насосными подстанциями (*а*) и пьезометрические

бого участка магистрали на подающей или обратной линии. Основными из этих мероприятий являются:

1) использование существующих районных котельных в качестве резервных; соединение перемычками смежных магистралей одной или разных ТЭЦ; выбор диаметров магистралей с учетом дополнительного транзитного расхода воды в аварийных условиях; сооружение специальных резервных насосных подстанций и использование для целей резервирования рабочих подстанций. Принятые мероприятия по резервированию должны быть обоснованы результатами расчета гидравлических режимов сетей в аварийных условиях;

2) совмещение перемычек между магистралями с распределительными сетями. Диаметр перемычек в первом приближении должен приниматься равным диаметру соединяемых магистралей; расстояние между перемычками должно выбираться из условия, что при аварийном режиме примерно удвоенный расход воды на участке не приведет к недопустимым напорам в сети. Ориентировочно, как показали примерные расчеты, это расстояние при обычно принимаемых удельных потерях напора составляет 2—4 км;

3) взаимное резервирование магистралей с помощью перемычек без сооружения специальных резервных насосных подстанций при снижении удельных потерь напора в магистралях от обычно принимаемых 4—5 до 2—2,5 мм/м, а также при располагаемом напоре в конце сети, равном примерно половине располагаемого напора в источнике. Указанное снижение удельных потерь напора достигается обычно увеличением диаметра теплопровода на один размер. При обычно принимаемых удельных потерях напора 4—5 мм/м и располагаемом напоре в конце сети, равном 0,2 напора в источнике, взаимное резервирование магистралей с помощью перемычек возможно лишь при сооружении резервных насосных подстанций. Ориентировочное расстояние



в)



г)

графики при отключении участков: *б* — *1-2* или *2-3*; *в* — *3-4*; *г* — *4-5*

между ними можно оценить в 4—5 км, а напор — 0,2—0,3 напора в источнике.

Резервные насосные подстанции целесообразно устанавливать в точках присоединения перемычек к основным магистралям. Схема должна допускать их использование как на подающей, так и на обратной линии основной магистрали или перемычки и подачу воды в обоих направлениях.

Глава шестая

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ ОТКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Гидравлические режимы открытых систем теплоснабжения существенно сложнее гидравлических режимов закрытых систем. Это обусловлено тем, что нагрузка горячего водоснабжения, резко переменная в течение суток, непосредственно отражается на расходах воды в сети и давлениях в подающей и обратной линиях. Эти параметры значительно изменяются как в течение суток, так и в течение отопительного сезона. В открытых системах применяются, как правило, местные тепловые подстанции без регуляторов расхода. Лишь в последнее время в крупных городах с открытой системой начали сооружаться групповые тепловые подстанции с независимой схемой присоединения систем отопления, рекомендованные в [27].

Установка регуляторов расхода перед системами отопления приводит к значительному увеличению расчетных расходов воды, а соответственно и диаметров сети, поскольку в этом случае расчетный расход равен сумме расходов воды на отопление и горячее водоснабжение.

Установка регуляторов расхода перед абонентскими вводами до точки отбора воды на горячее водоснабжение из подающей линии приводит при зависимой схеме присоединения систем отопления и отсутствии насосов смешения к значительным колебаниям расхода воды на отопление. Эти колебания, намного большие, чем при отсутствии регулятора расхода, неблагоприятно отражаются на работе систем отопления.

Во многих открытых системах отсутствуют регуляторы температуры воды на горячее водоснабжение, и водоразбор производится в зависимости от температур сетевой воды либо целиком из подающей, либо целиком из обратной линии.

При указанных условиях единственным методом регулирования отпуска теплоты на отопление является центральное регулирование, которое должно компенсировать колебания расхода воды на отопление соответствующим изменением температуры сетевой воды, т. е. поддержанием температурного графика, рассчитанного на совместную нагрузку отопления и горячего водоснабжения. Центральное регулирование в открытых системах возможно лишь при пропорциональной разрегулировке отопительных систем.

Рассмотрим гидравлические режимы открытых систем теплоснабжения на примере идеализированной сети с равномерной нагрузкой.

6.1. ИДЕАЛИЗИРОВАННАЯ СЕТЬ С ОДНИМ ИСТОЧНИКОМ ПИТАНИЯ

6.1.1. АБОНЕНТСКИЕ УСТАНОВКИ БЕЗ РЕГУЛЯТОРОВ ДАВЛЕНИЯ «ДО СЕБЯ»

В § 3.4 было показано влияние, которое оказывает непосредственный водоразбор из подающей и обратной линий на гидравлический режим абонентской установки, и были определены условия, при которых имеет место пропорциональное изменение расхода воды на отопление в сети с такими уста-

новками, обеспечивающее возможность центрального качественного регулирования отпуска теплоты.

Эти условия сводятся к тому, что у всех абонентов сети должны быть одинаковые относительные расходы воды на горячее водоснабжение ($n = V_г/V_{о.р}$); одинаковые доли отбора воды из подающей и обратной линий (β) и одинаковые (отсчитанные от одного уровня) при расчетном режиме напоры в точках отбора воды на горячее водоснабжение из подающей и обратной линий. Эти напоры достигаются установкой на тепловых пунктах соответствующих дроссельных шайб до и после точек отбора воды на горячее водоснабжение. На разность этих напоров рассчитаны сопла элеваторов. При наличии условий, обеспечивающих пропорциональную разрегулировку, сеть с любым числом абонентов может рассматриваться как сеть с одним эквивалентным абонентом. Расходы воды в такой сети при наличии водоразбора определяются по формулам, приведенным в § 3.4.

На рис. 6.1 представлен гидравлический режим сети, в которой имеют место условия, обеспечивающие пропорциональную разрегулировку отопительных систем. Сеть включает пять абонентов с расчетными расходами воды $V_{о\cdot р} = 316$ м³/ч. Располагаемый напор на станции $\Delta^р_{ст} = 105$ м, у последнего абонента $\Delta^р_п = 25$ м. Располагаемые напоры у всех абонентов одинако-

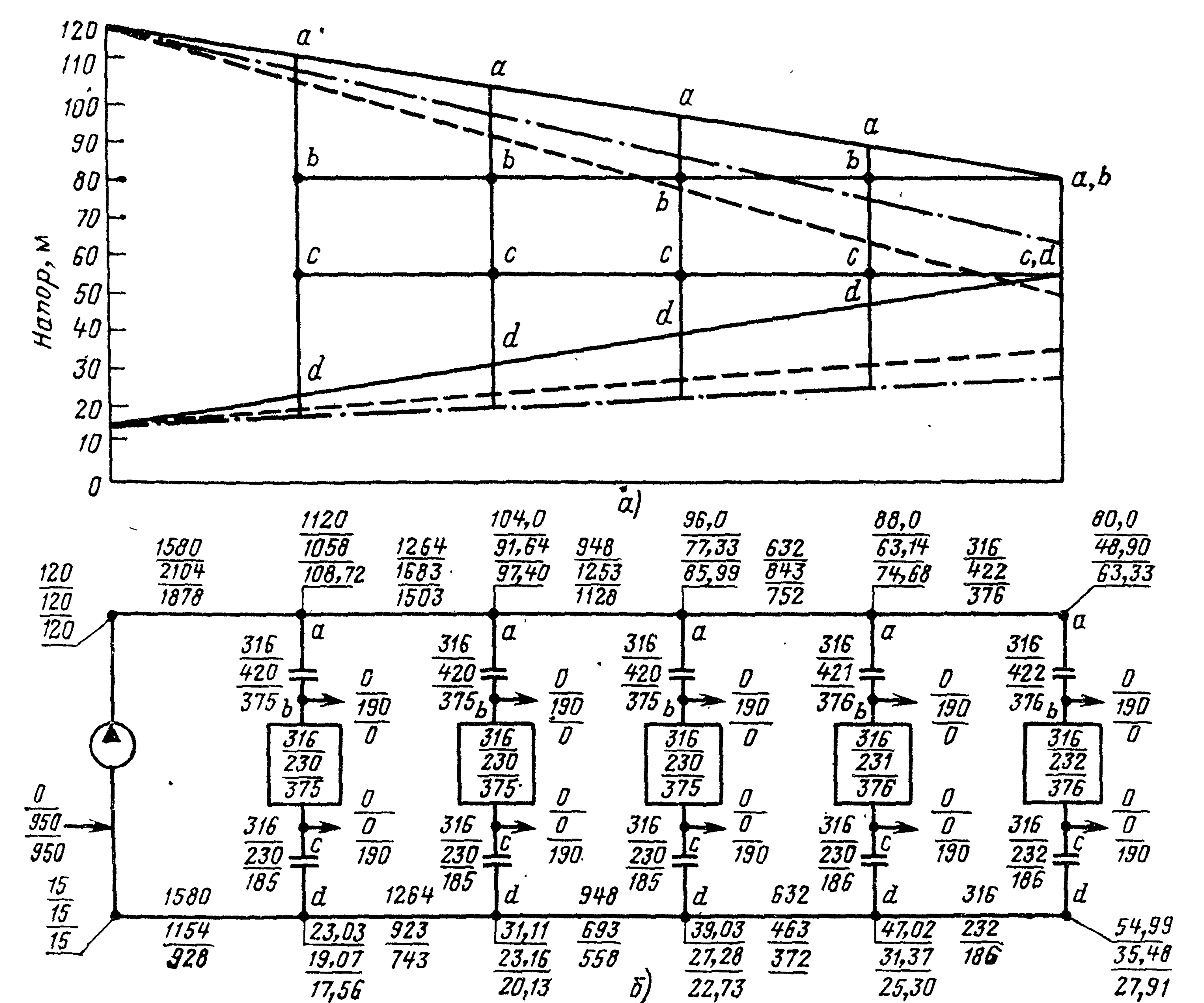


Рис. 6.1. Гидравлический режим сети с непосредственным водоразбором; разрегулировка отопительных систем вдоль сети пропорциональная:

полные напоры в точках отбора воды на горячее водоснабжение (*b*, *c*) одинаковы и равны напорам у последнего абонента; *а* — пьезометрические графики при отсутствии водоразбора (сплошные линии), при водоразборе из подающей линии (штриховые линии) и из обратной линии (штрихпунктирные линии); *б* — схема сети; на участках и узлах сети указаны соответственно расходы воды, м³/ч, и напоры, м, при трех режимах (сверху вниз): отсутствии водоразбора, водоразборе из подающей и обратной линий

вы и равны 25 м. Одинаковы полные напоры у всех абонентов (в точках b и c) и потери напора в подающей и обратной линиях при расчетном режиме. Относительные расходы воды на горячее водоснабжение у всех абонентов одинаковы, $n = 0{,}6$. Рассмотрены режимы с водоразбором из подающей линии ($\beta = 1$) и водоразбором из обратной линии ($\beta = 0$). Относительный расход воды на отопление у всех абонентов при наличии водоразбора одинаков и равен в первом случае $\varphi = 0{,}73$, во втором случае $\varphi = 1{,}19$, что точно соответствует расчетным значениям по формуле (3.23). Рассмотрим другой крайний случай, когда у всех абонентов отсутствует специальное дросселирование и сопла элеваторов рассчитаны на весь располагаемый напор в точке присоединения к сети каждого абонента. При этом напоры в точках отбора воды равны соответствующим полным напорам в подающей и обратной линиях.

На рис. 6.2 представлены гидравлические режимы сети в этом случае.

Из рис. 6.2 видно, что имеет место существенная непропорциональная разрегулировка отопительных систем; при водоразборе из подающей линии значения φ составляют у первого абонента 0,97, у последнего 0,63, т. е. расходы воды на отопление различаются в 1,5 раза. При водоразборе из обратной линии значения φ составляют соответственно 1,025 у первого и 1,24 у последнего абонента, т. е. различаются в 1,2 раза.

Рассмотрим промежуточный случай, когда у всех абонентов сопла рассчитаны на одинаковый располагаемый напор, равный располагаемому напору у последнего абонента, однако дросселирование избыточного напора производится только в подающей линии перед точкой отбора воды на горячее

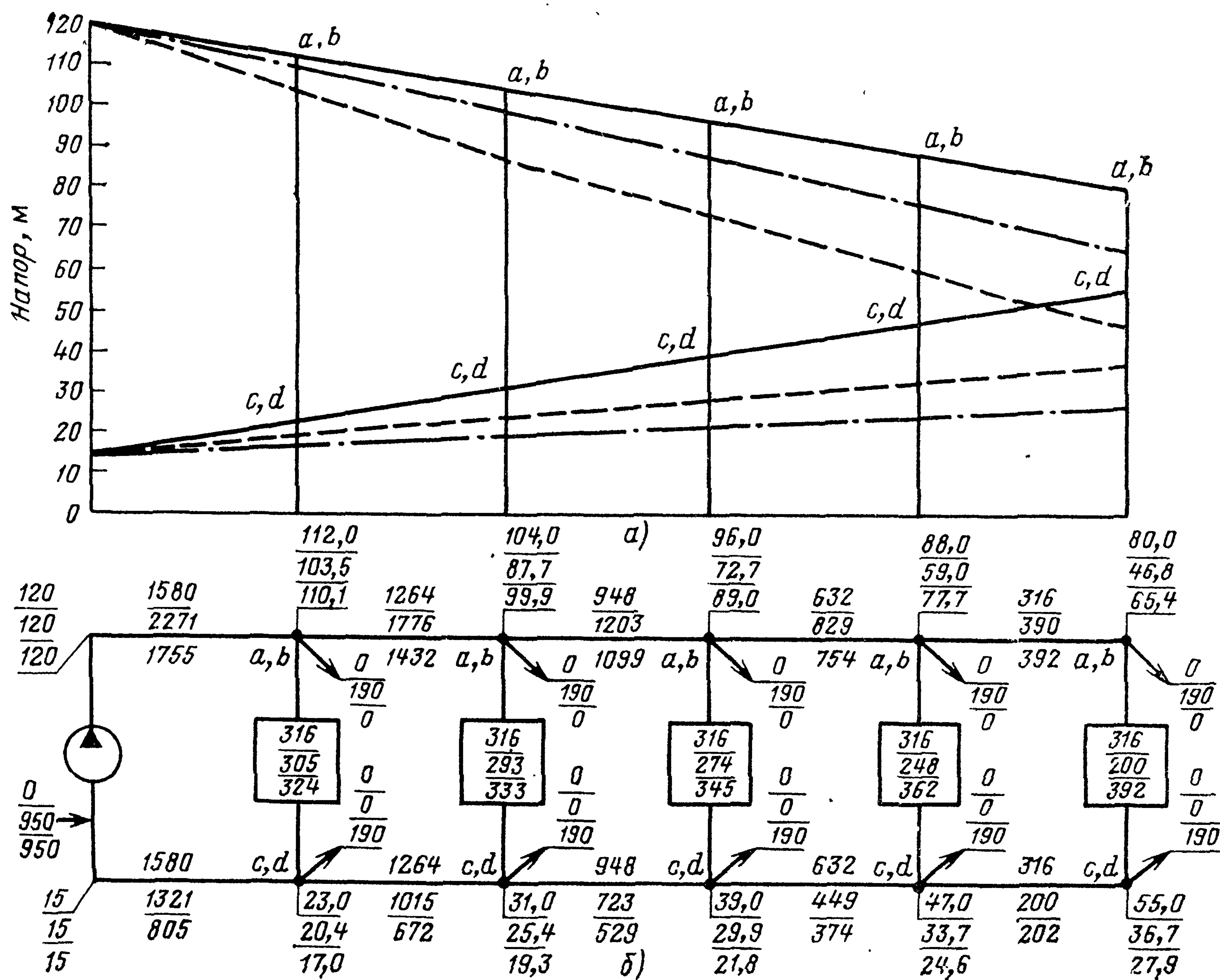


Рис. 6.2. Гидравлический режим сети с непосредственным водоразбором; разрегулировка отопительных систем вдоль сети непропорциональная:

полные напоры в точках отбора (b, c) равны полным напорам в сети в точках присоединения абонентов (a, d); обозначения те же, что и на рис. 6.1

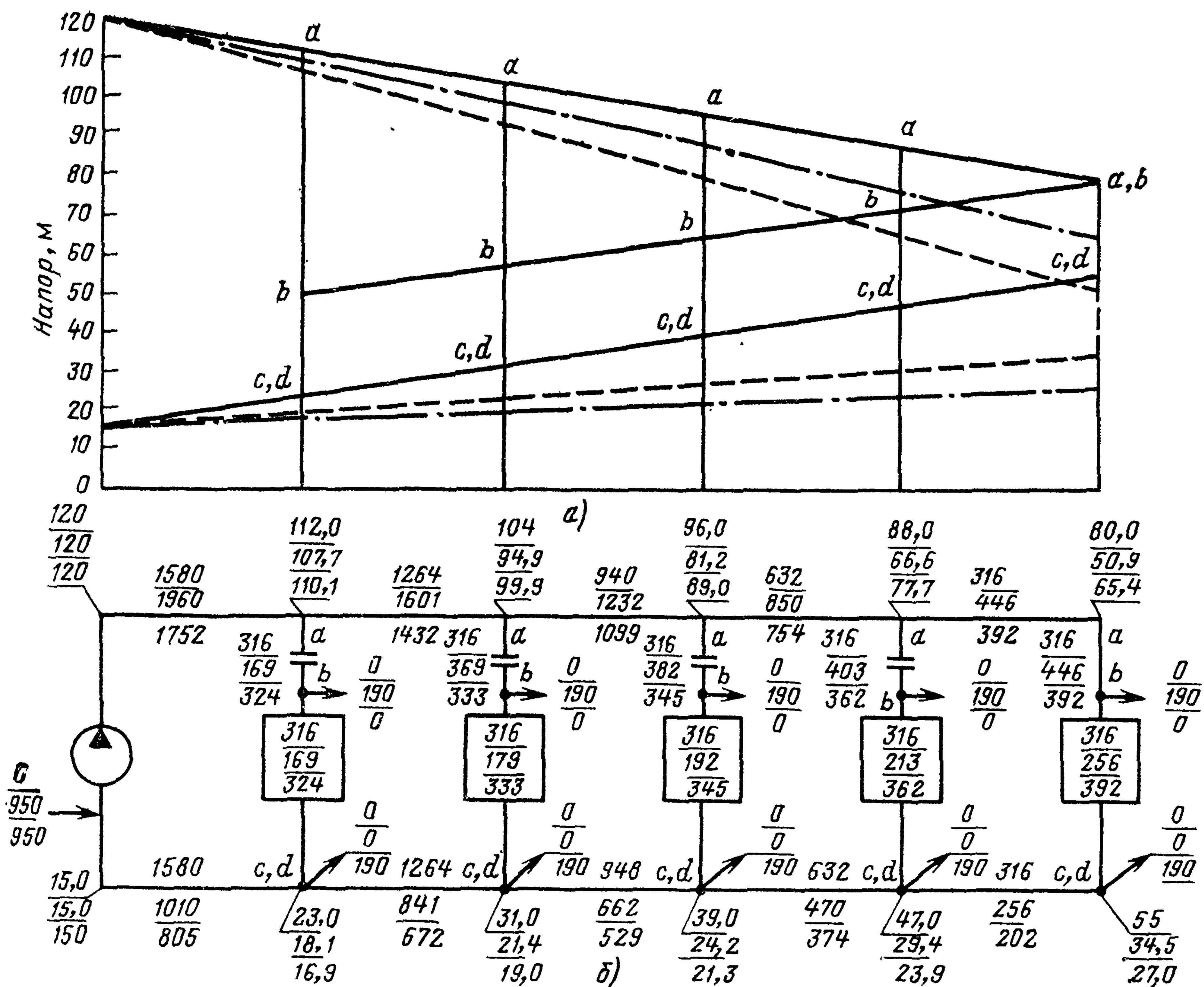


Рис. 6.3. Гидравлический режим сети с непосредственным водоразбором:

разрегулировка отопительных систем вдоль сети непропорциональная; располагаемые напоры в точках отбора одинаковы, полные напоры — различны; дросселирование только в подающих линиях (c—d); обозначения те же, что и на рис. 6.1

водоснабжение (точкой b). Результаты расчетов, представленные на рис. 6.3, показывают, что отсутствие лишь одного из условий, обеспечивающих пропорциональное изменение расходов воды на отопление, в данном случае одинаковых полных напоров в точках отборов воды на горячее водоснабжение, приводит к значительной разрегулировке отопительных систем вдоль сети: при водоразборе из подающей линии у первого абонента $\varphi = 0{,}53$, у последнего 0,81, при водоразборе из обратной линии — соответственно 1,03 и 1,25.

Приведенные данные показывают, насколько существенной является непропорциональная разрегулировка отопительных абонентов при больших значениях водоразбора и низкой гидравлической устойчивости сети ($\Delta_{п}^{р}/\Delta_{ст}^{р} = 0{,}24$).

В открытых сетях единственной возможностью влиять на значения φ у отдельных абонентов является гидравлическая регулировка вводов, заключающаяся в установлении при расчетном режиме в точках отбора воды из подающей и обратной линий определенных напоров. Эти напоры устанавливаются соответствующими дроссельными шайбами и соплами элеваторов. Анализ возможности обеспечить этим путем одинаковые значения φ у абонентов с различными значениями n и соответствующая методика регулировки тепловых пунктов приведены в [22].

Как показано выше, реализация условий пропорциональной разрегулировки отопительных систем требует значительного дросселирования в обратной линии систем отопления всех зданий, в том числе и малоэтажных, расположенных в начале и в середине сети. При этом давление в отопительных

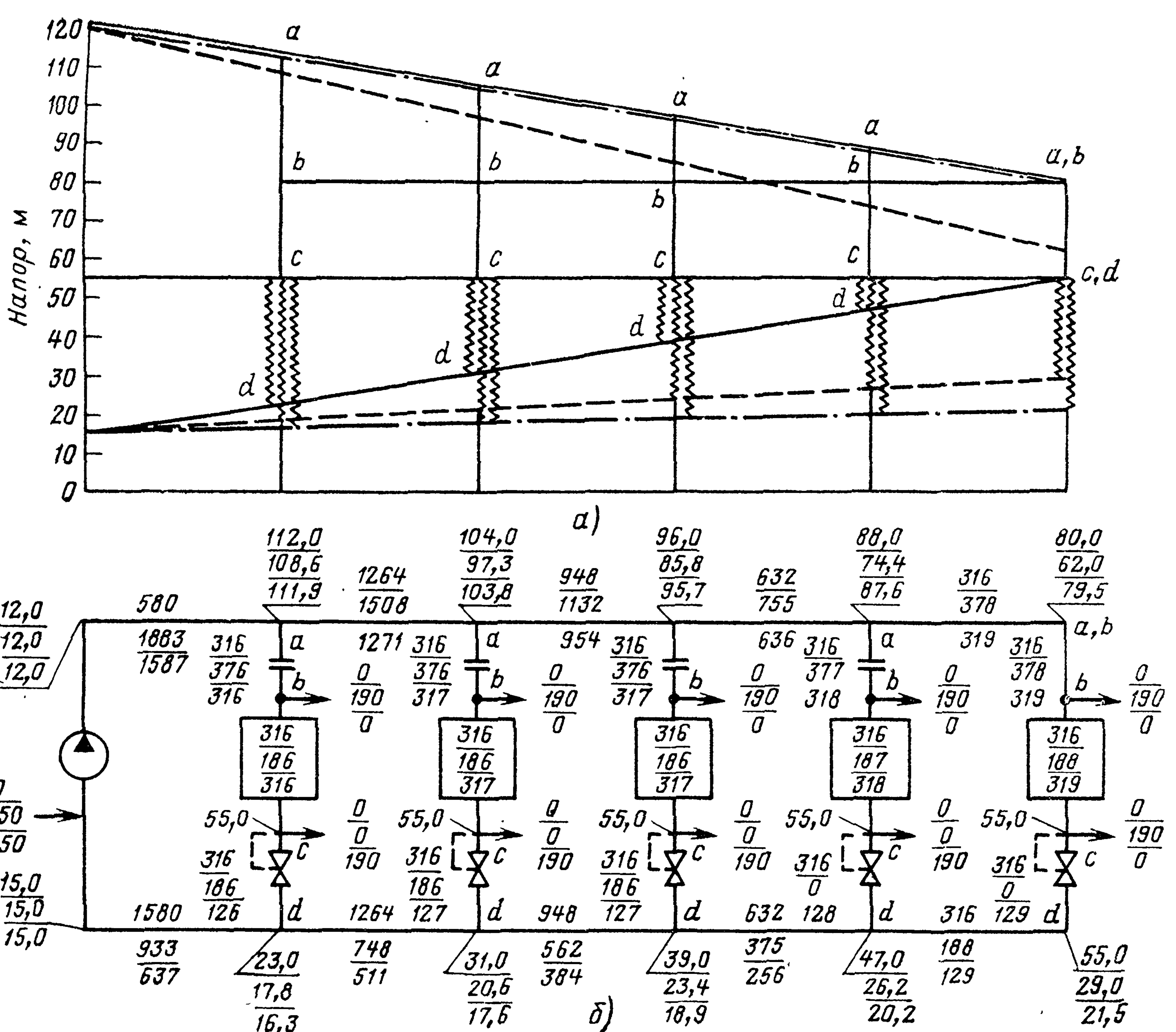


Рис. 6.4. Гидравлический режим сети с непосредственным водоразбором при наличии у абонентов регуляторов подпора:

разрегулировка отопительных систем вдоль сети пропорциональная; условия гидравлической регулировки и обозначения те же, что и на рис. 6.1

системах зданий приближается к верхнему пределу, что снижает надежность их эксплуатации. Поэтому возникает вопрос о том, каким образом избежать указанных затруднений и одновременно в максимальной степени обеспечить пропорциональную разрегулировку отопительных систем вдоль сети.

Как видно из приведенных выше результатов расчета, разрегулировка вдоль сети значительно больше при водоразборе из подающей линии, чем при водоразборе из обратной линии. Между тем, как следует из (3.24), относительный расход воды на отопление при водоразборе из подающей линии определяется только значением $\overline{S}'$, т. е. дросселированием в подающей линии, и не зависит от $\overline{S}''$, т. е. от дросселирования в обратной линии. Это означает, что при дросселировании только в подающей линии таким образом, чтобы в точках отбора воды из подающей линии полные напоры были одинаковы у всех абонентов, при водоразборе только из подающей линии сохранится пропорциональная разрегулировка вдоль сети (при одинаковых значениях относительных расходов на горячее водоснабжение n) у всех абонентов.

Поскольку, как следует из (3.24), значение $\overline{S}''$ не влияет на относительный расход воды на отопление, этот расход при водоразборе из подающей линии будет таким же, как в сети, изображенной на рис. 6.1 при $\beta = 1$, т.е. он снизится у всех абонентов от 316 м³/ч при $V_г = 0$ до 230 м³/ч при $V_г = 190$ м³/ч ($\varphi = 0,73$ при $n = 0,6$).

При водоразборе из обратной линии, как следует из (3.25), значение $\overline{S}'$ не влияет на относительные расходы воды на отопление. Поэтому последние

при водоразборе из обратной линии будут такими же, как в сети, изображенной на рис. 6.2 при $\beta = 0$, т. е. они возрастут от 316 до 324 м³/ч ($\varphi = 1{,}02$) у первого абонента и до 392 м³/ч ($\varphi = 1{,}24$) у последнего абонента. Если бы производилось дросселирование в обратных линиях, то у всех абонентов при $\beta = 0$ расходы были бы равны 375 м³/ч ($\varphi = 1{,}18$), как в сети, изображенной на рис. 6.1 при $\beta = 0$. Поскольку увеличение расхода воды на систему отопления приводит к значительно меньшему изменению расхода теплоты, чем при уменьшении расхода воды [55], приведенный способ регулировки тепловых пунктов представляется приемлемым.

Разрегулировка вдоль сети при водоразборе из обратной линии может быть уменьшена, если осуществить частичное дросселирование на обратной линии абонентов, расположенных в начале сети. При $0 < \beta < 1$ у абонентов будут наблюдаться расходы воды в указанных выше пределах.

6.1.2. АБОНЕНТСКИЕ УСТАНОВКИ С РЕГУЛЯТОРАМИ ДАВЛЕНИЯ «ДО СЕБЯ»

Как видно из рис. 6.1—6.3, при максимальных значениях водоразбора напоры в обратной линии значительно снижаются, что может вызвать опорожнение отопительных систем. Для предотвращения этого на обратной линии устанавливаются регуляторы давления «до себя» (регуляторы подпора). Рассматриваемая сеть была рассчитана также при установке у всех абонентов регуляторов подпора, поддерживающих в отопительных системах по-

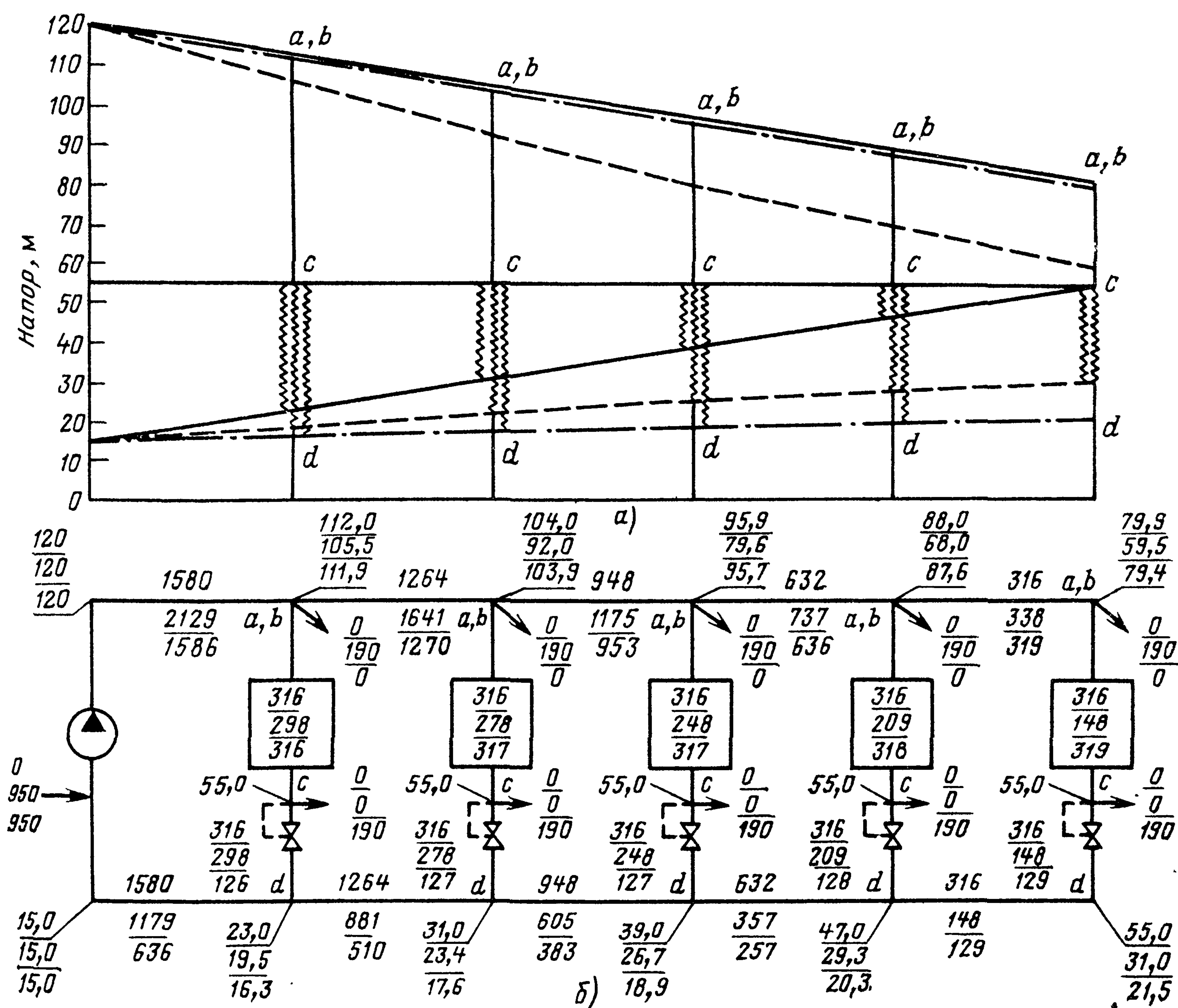


Рис. 6.5. Гидравлический режим сети с непосредственным водоразбором при наличии у абонентов регуляторов подпора:

разрегулировка отопительных систем вдоль сети непропорциональная; полные напоры в точках отбора воды из подающей линии равны полным напорам в сети (a, b); обозначения те же, что и на рис. 6.1

стоянный напор, равный 55 м. При этом также рассматривались два варианта регулировки абонентов один — с одинаковыми располагаемыми напорами у абонентов, устанавливаемыми с помощью дроссельных шайб на подающих линиях, другой — с различными располагаемыми напорами у абонентов (без искусственного дросселирования на подающей линии). Результаты расчетов, представленные на рис. 6.4 и 6.5, аналогичны результатам расчета сети без регуляторов подпора (рис. 6.1 и 6.2).

В режиме, представленном на рис. 6.4, имеет место пропорциональная разрегулировка, однако значения φ при водоразборе из подающей линии меньше, чем при отсутствии регуляторов подпора (рис. 6.1), в результате стабилизации давления в обратной линии отопительных систем ($\varphi = 0,59$ вместо $\varphi = 0,73$ при отсутствии регуляторов подпора).

При наличии регулятора подпора имеет место значительно большая неравномерность изменения расходов воды у абонентов. Так, при отсутствии регулятора подпора (рис. 6.2) расходы воды на отопление у первого и последнего абонентов различаются в 1,5 раза, а при наличии регулятора подпора, как видно из рис. 6.5, — в 2 раза. Это определяется тем, что при отсутствии регулятора подпора напоры в отопительных системах снижаются и тем самым несколько увеличиваются располагаемые напоры.

6.2. СЕТЬ С ДВУМЯ ИСТОЧНИКАМИ ПИТАНИЯ, КОЛЬЦЕВАЯ СЕТЬ

Для получения некоторых общих представлений о расходах воды и давлениях в сети с двумя источниками питания было произведено исследование простейшей открытой сети с равномерно распределенной нагрузкой отопления и горячего водоснабжения, питаемой от двух станций.

Схема сети и расчетный пьезометрический график (при отсутствии водоразбора) представлены на рис. 6.6.

Рис. 6.6. Схема и расчетный пьезометрический график сети с двумя станциями: расчетный расход воды у каждого абонента 200 м³/ч; на участках сети и у абонентов указаны сопротивления, м · ч²/м⁶

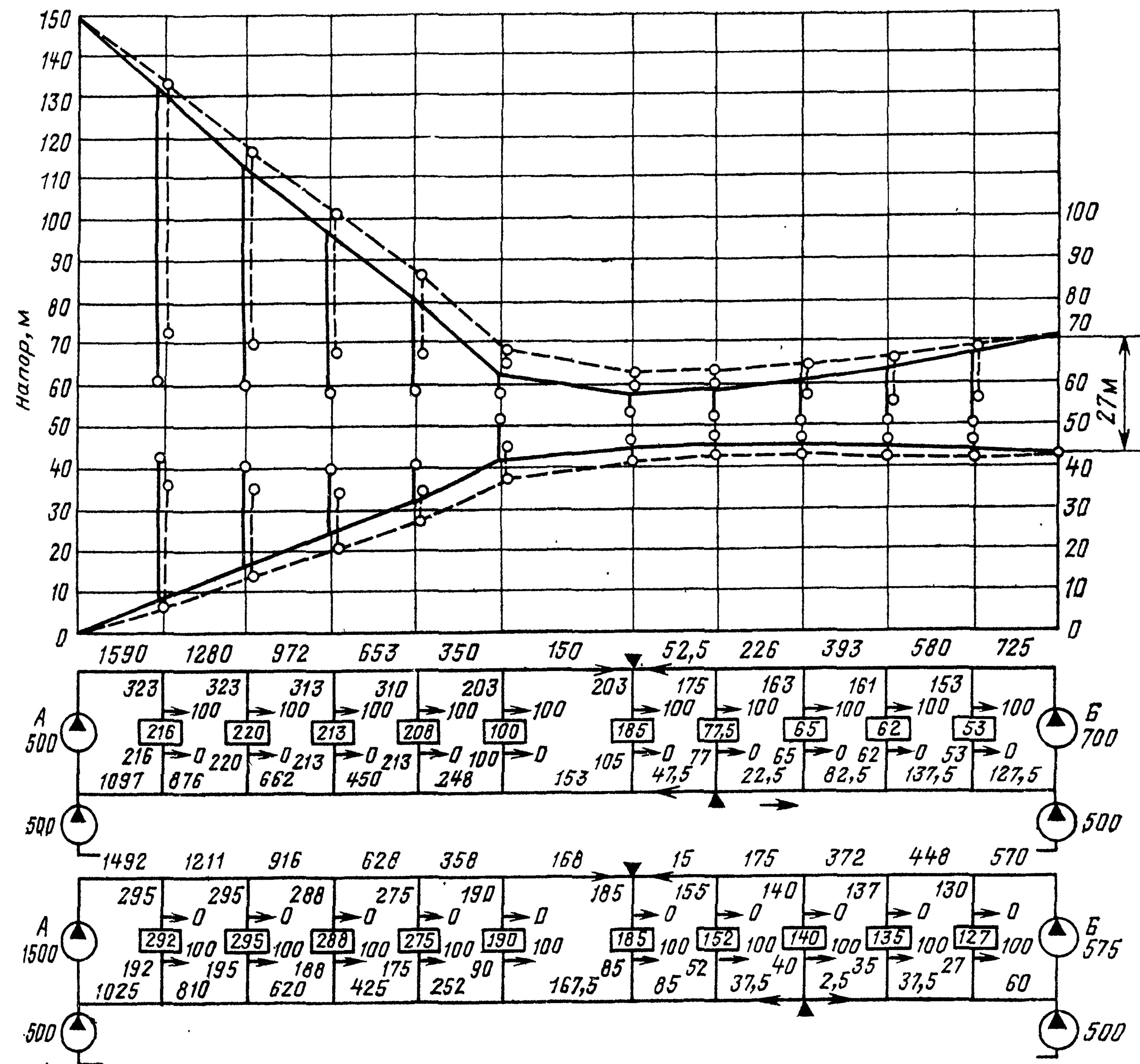


Рис. 6.7. Совместная работа двух станций при непосредственном водоразборе ($n=0{,}5$): напоры на станциях различны; подпитка на обеих станциях одинакова; сплошные линии — водоразбор из подающей линии ($\beta=1$), штриховые линии — водоразбор из обратной линии ($\beta=0$)

Как было показано ранее, при совместной работе станций в условиях закрытой системы точки водораздела в прямой и обратной линиях, как правило, совпадают. Исключение имеет место лишь в кольцевой сети, где при различных сопротивлениях прямой и обратной линий, или при установке подкачивающего насоса на одной из линий, точки водораздела в прямой и обратной линиях не совпадают (независимо от числа станций, питающих это кольцо).

При совместной работе станций в условиях непосредственного водоразбора положение существенно изменяется. Здесь несовпадение точек водораздела в подающей и обратной линиях имеет место также и в радиальных сетях.

Для симметричной сети, питаемой от двух станций (рис. 6.6), при одинаковых напорах насосов на обеих станциях и одинаковых расходах подпиточной воды каждая станция, очевидно, питает лишь свой район и движение воды по соединительной перемычке отсутствует.

Рассмотрим случай, когда напоры насосов на обеих станциях будут сильно различаться; например, на станции *А* напор возрастает до 150 м, а на станции *Б* он снизится до 27 м. При одинаковых расходах подпиточной воды

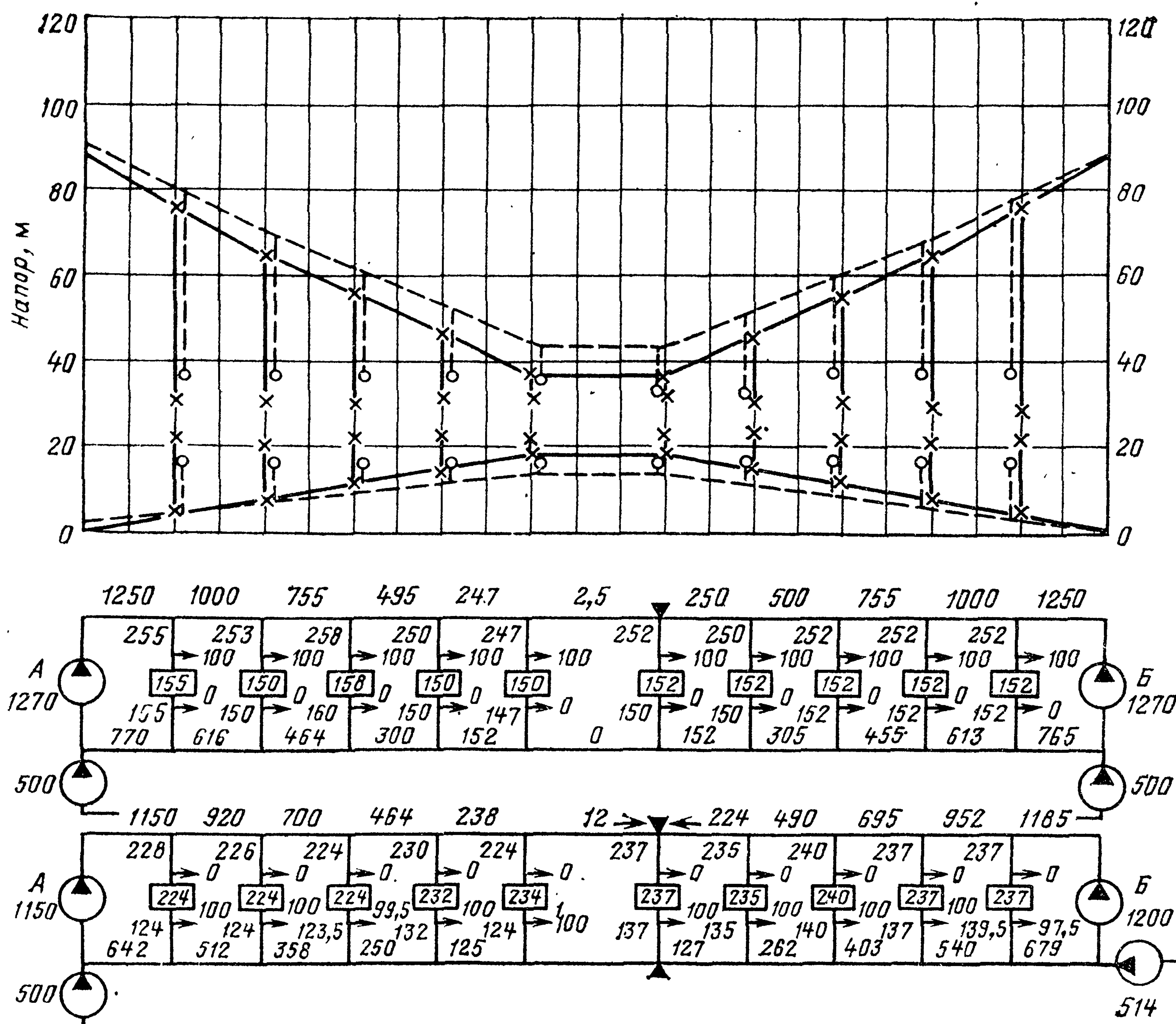


Рис. 6.8. Совместная работа двух станций при непосредственном водоразборе ($n=0{,}5$): расходы подпиточной воды на обеих станциях одинаковы; сплошные линии — водоразбор из подающей линии ($\beta=1$), штриховые линии — водоразбор из обратной линии ($\beta=0$)

непосредственный водоразбор как из подающей, так и из обратной линии приведет к тому, что точки водораздела в подающей и обратной линиях будут различными (рис. 6.7). Располагаться они будут в зоне действия станции с меньшим напором. Такое же влияние оказывает и перераспределение подпитки между станциями. На рис. 6.8 показан режим с одинаковыми расходами подпиточной воды. Увеличение расхода подпиточной воды на станции *А* до 75 и 100% суммарного расхода и соответствующее снижение подпитки на станции *Б* до 25% и до нуля (рис. 6.9) приводят к значительному увеличению разности напоров в обратных коллекторах станций *А* и *Б*, а также к изменению местоположения точек водораздела: в подающей линии точка водораздела удаляется от станции с увеличением расхода подпиточной воды, а в обратной линии приближается к ней.

6.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ СЕТИ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМАХ ПРИСОЕДИНЕНИЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

6.3.1. СХЕМЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ

В тепловых сетях с непосредственным водоразбором в настоящее время применяются, как правило, тепловые подстанции МТП с зависимой схемой присоединения систем отопления через водоструйные элеваторы. Эта схема

присоединения абонентов является наиболее дешевой, поскольку в ней отсутствуют подогреватели и вся сеть до МТП является двухтрубной. Вместе с тем эта схема имеет ряд эксплуатационных недостатков, которые особенно существенны в системах теплоснабжения крупных городов.

При развитой нагрузке горячего водоснабжения, как показано в предыдущем параграфе, имеют место значительные колебания напоров в обратной линии сети, а соответственно и в отопительных системах зданий. Это требует установки во многих зданиях, особенно повышенной этажности, регуляторов подпора для предотвращения оголения систем отопления при максимальных нагрузках горячего водоснабжения.

Имеют место значительные суточные колебания располагаемых напоров и, следовательно, расходов воды на отопление. При этом трудно обеспечить пропорциональное изменение расходов воды у всех абонентов, особенно при наличии в сети насосных подстанций и регуляторов подпора у части абонентов.

Непосредственная связь системы горячего водоснабжения с радиаторами отопления вызывает ухудшение качества воды в системе горячего водоснабжения, особенно заметное в периоды резких изменений расхода воды на горячее водоснабжение, при включении отопительных систем и т. п., трудность управления гидравлическими и тепловыми режимами крупных систем теплоснабжения в условиях полной децентрализации; невозможность, в частности, быстрого отключения систем горячего водоснабжения в аварийных

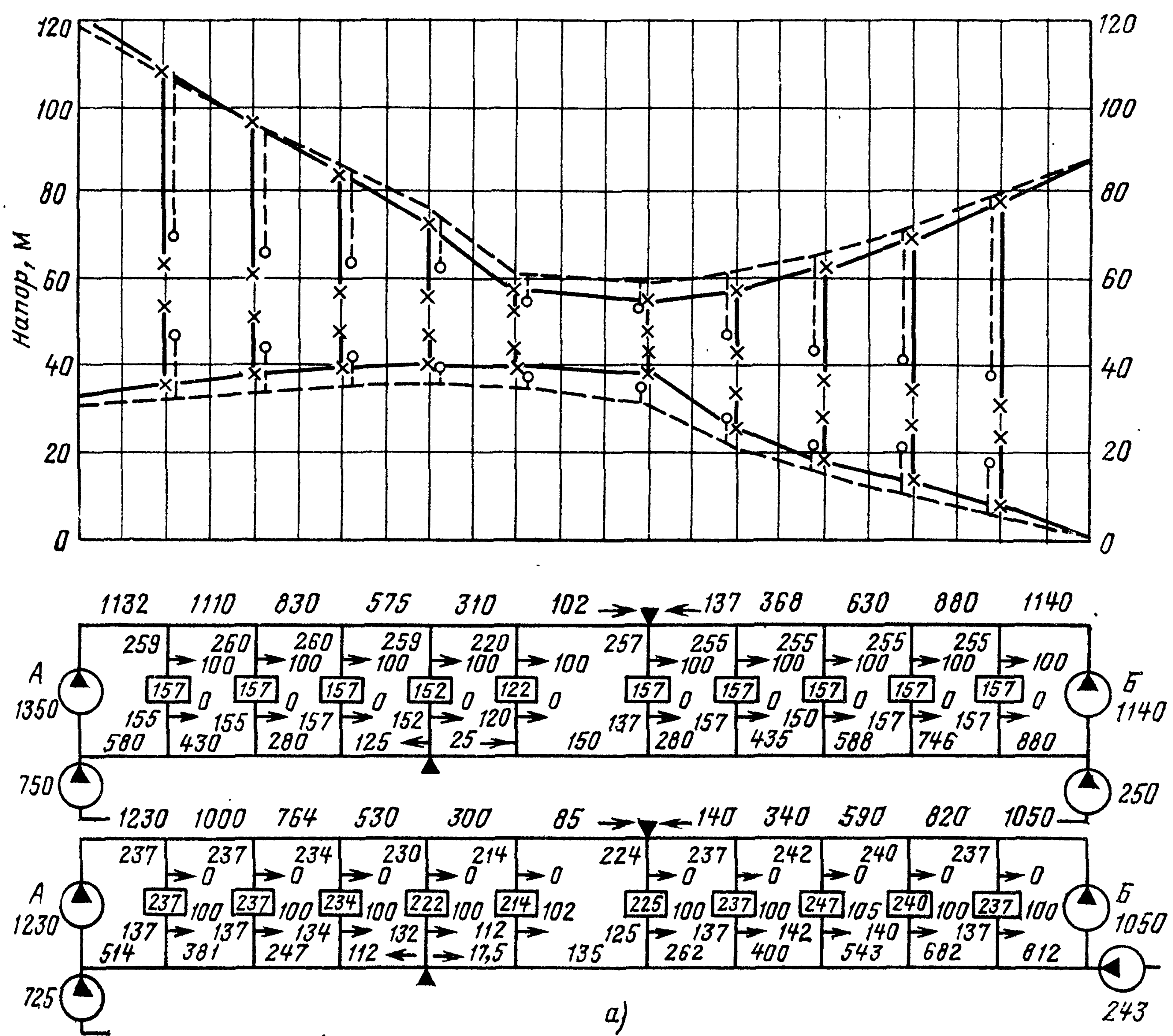


Рис. 6.9, *а*

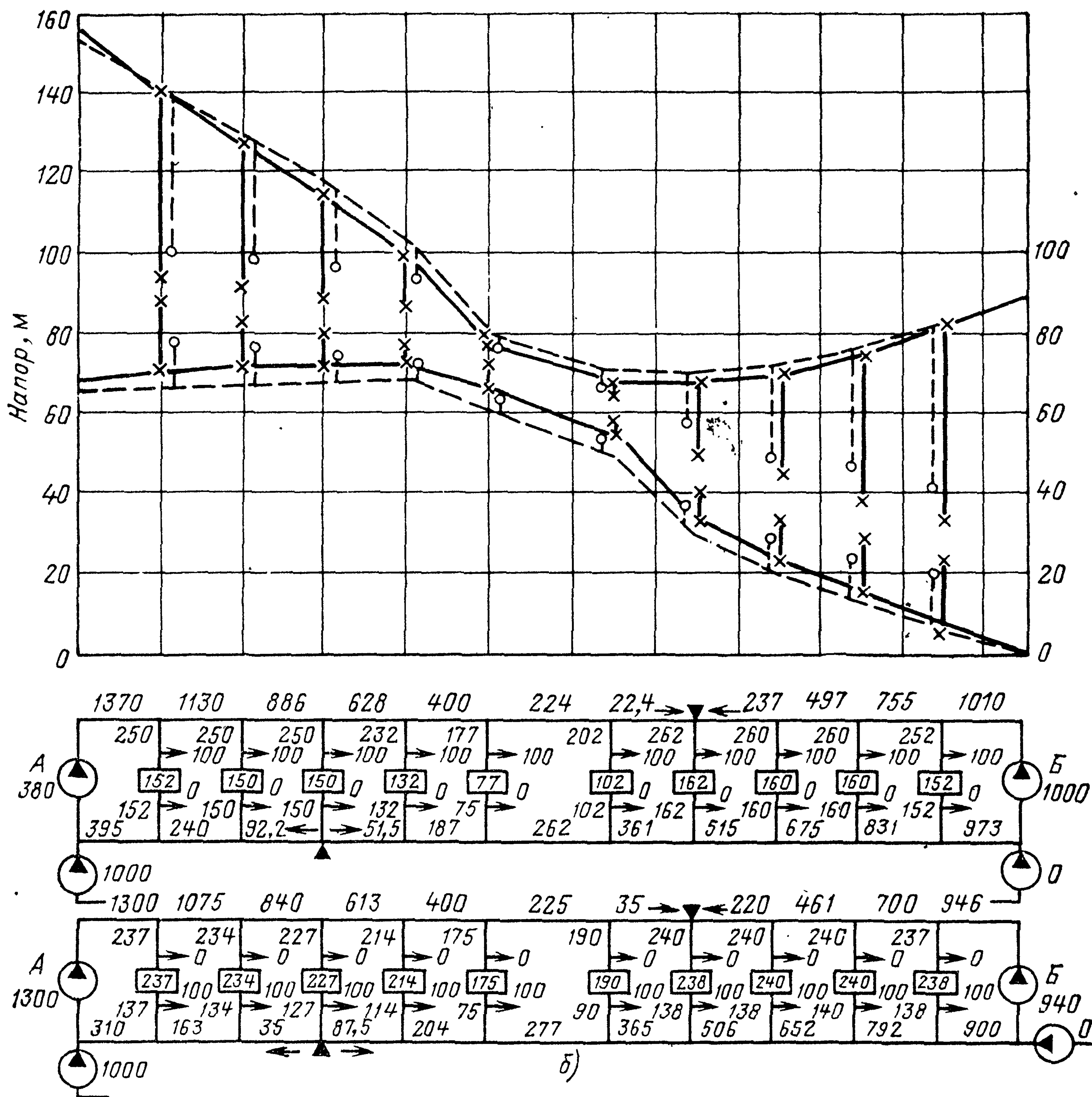


Рис. 6.9. Совместная работа двух станций при непосредственном водоразборе ($n=0{,}5$) и перераспределении расхода подпиточной воды $V_{\text{подп}}$ между станциями:

а — $V^{\text{А}}_{\text{подп}}=75\%$; $V^{\text{Б}}_{\text{подп}}=25\%$; *б* — $V^{\text{А}}_{\text{подп}}=100\%$; $V^{\text{Б}}_{\text{подп}}=0$; сплошные линии — водоразбор из подающей линии ($\beta=1$), штриховые линии — водоразбор из обратной линии ($\beta=0$)

условиях, например при нарушении нормального снабжения теплоисточника водопроводной водой.

В последнее время в связи с преимущественным строительством зданий повышенной этажности расширяется применение независимых схем присоединения отопительных установок к тепловым сетям через водо-водяные подогреватели, которые устанавливаются в ГТП, обслуживающих группу зданий, или в так называемых «выносных» насосных, обслуживающих одно здание.

При разработке открытых систем теплоснабжения крупных городов возникает вопрос о направлениях дальнейшего развития абонентских установок в схемах их присоединения к тепловым сетям. Детальный анализ возможных решений был выполнен на примере квартала в районе новой жилой застройки с жилыми домами высотой 15—9 этажей и общественными зданиями [27]. Расчетная нагрузка отопления и вентиляции $Q_0' = 29{,}3$ МВт (25,3 Гкал/ч); средняя нагрузка горячего водоснабжения $Q_{\text{г}}^{\text{ср}} = 6{,}55$ МВт

(5,65 Гкал/ч); $\rho_{ср} = Q_г^{ср}/Q_0' = 0{,}223$; $\rho_{макс} = 2\rho_{ср}$. Для указанного квартала рассмотрены следующие схемы присоединения потребителей (рис. 6.10).

Схема 1 (рис. 6.10, *а*) — независимое присоединение отопительных установок, водо-водяные подогреватели на нагрузку отопления и вентиляции всего квартала устанавливаются в ГТП. Квартальная сеть четырехтрубная.

Схема 2 (рис. 6.10, *б*) — независимое присоединение отопления, подогреватели отопления устанавливаются в каждом здании в МТП. На вводе в квартал сооружается ГТП, в которой на подающей линии устанавливаются насос и регулятор давления «после себя» (РДПС), а на обратной линии — регулятор давления «до себя» (РДДС). В результате установки в ГТП этого оборудования в МТП устанавливаются малошумные насосы в местной сети отопления и не устанавливаются на линии горячего водоснабжения. В ГТП также устанавливается насос смешения. Квартальная сеть двухтрубная.

Схема 3 (рис. 6.10, *в*) — квартальная сеть отделена от внешней тепловой сети подогревателем на всю нагрузку квартала. Квартальная сеть двухтрубная. Присоединение отопительных потребителей к квартальной сети зависимое.

Подпитка квартальной сети — из обратной линии внешней сети.

Схема 4 (рис. 6.10, *г*) — зависимое присоединение отопления с двухтрубной квартальной сетью. На вводе в квартал сооружается ГТП, в которой устанавливаются на подающей линии насос и на обратной линии РДДС.

Схема 5 (рис. 6.10, *д*) — смешанная, отопительные установки зданий повышенной этажности подключаются по независимой схеме (аналогично схеме 1); отопительные установки остальных зданий подключаются по зависимой схеме к самостоятельной двухтрубной квартальной сети (аналогично схеме 4).

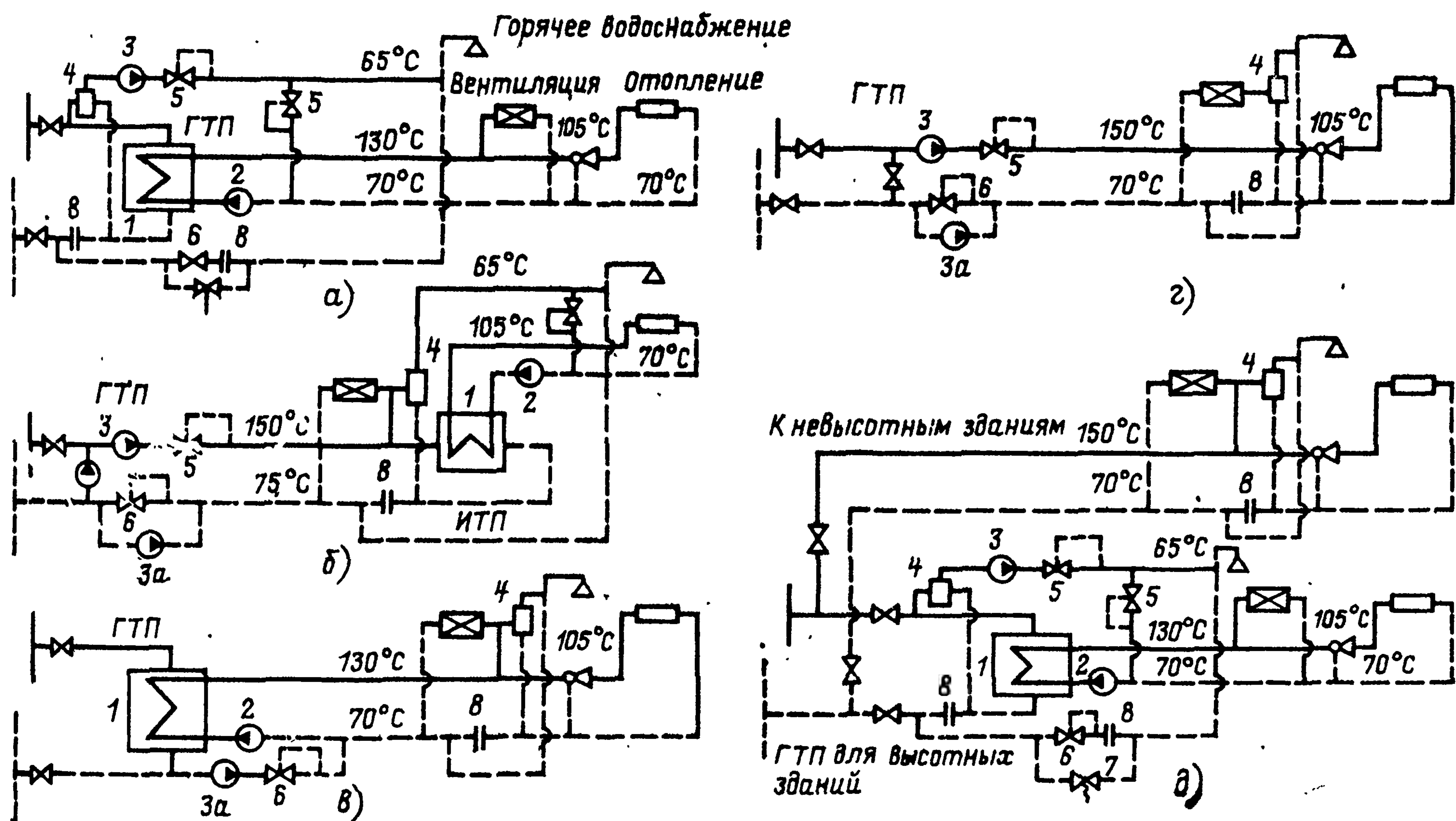


Рис. 6.10. Схемы присоединения потребителей к тепловым сетям с непосредственным водоразбором:

1 — водо-водяной подогреватель; *2* — циркуляционный насос; *3* — подкачивающий насос на подающей линии или на линии горячего водоснабжения; *3а* — подкачивающий насос на обратной линии; *4* — регулятор температуры воды в системе горячего водоснабжения; *5* — регулятор давления «после себя»; *6* — регулятор давления «до себя»; *7* — соленоидный клапан; *8* — диафрагма

Для рассмотренных схем проведен детальный анализ их достоинств и недостатков, эксплуатационных режимов, включая расчет пьезометрических графиков квартальной и внешней сетей и температурных графиков подающей и обратной линий.

Схема 4 с зависимым присоединением систем отопления отличается от существующих наличием ГТП с подкачивающими насосами и регуляторами давления, которые стабилизируют напоры в квартальной сети. В ней не учитывается необходимость подключения зданий повышенной этажности по независимой схеме по условиям статики. Поэтому вместо схемы 4 можно рассматривать комбинированную схему 5. При этой схеме на отдельных участках совпадают трассы двухтрубной и четырехтрубной прокладок и приходится прокладывать шеститрубную сеть. Схема имеет все отмеченные выше недостатки зависимого присоединения с МТП: пониженное качество горячего водоснабжения, низкую маневренность и управляемость. Трудно обеспечить центральное регулирование отпуска теплоты на отопление. Применение схемы 5 по этим причинам менее целесообразно, чем схемы 1.

При анализе гидравлических режимов сети при рассматриваемых схемах длина сети от источника до квартала принималась равной 8 км; от входа в квартал до наиболее удаленного здания — 1 км. Рельеф местности принят ровным. При зависимой схеме и расчетном перепаде температур 150—70 °С удельный расход воды при расчетном (ночном) режиме составлял 3 м^3/ГДж (12,5 м^3/Гкал). При этом расходе удельные потери напора в сети принимались 5 мм/м. Располагаемый напор в пиковой котельной 105 м, на входе в квартал 25 м, в конце квартала 15 м. При независимой схеме расчетная температура обратной сетевой воды составляет 75 °С, удельный расход воды 3,16 т/ГДж (13,3 т/Гкал). При неизменном диаметре городской сети это приведет к снижению располагаемого напора на входе в квартал с 25 до 15 м, а в конце квартала (при установке отопительных подогревателей в МТП) — примерно до 5 м. Пьезометрический график внешней сети при зависимом присоединении абонентов соответствует изображенному на рис. 6.1.

6.3.2. НЕЗАВИСИМЫЕ СХЕМЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ

Независимые схемы присоединения изображены на рис. 6.10, *а—в*.

Схема 1 с подогревателем в ГТП и четырехтрубной квартальной сетью (рис. 6.10, *а*). На рис. 6.11 представлены пьезометрические графики городской и квартальной сетей, а также графики расходов при отсутствии водоразбора и при максимальном водоразборе из подающей и обратной линий. Водоразбор не влияет на гидравлический режим квартальной отопительной сети, расход воды в которой сохраняется неизменным в течение отопительного сезона и равен 1,25 расчетного расхода во внешней сети.

Проведенный анализ [27] показал, что эта схема является предпочтительной для присоединения абонентов в крупных городах с открытой системой теплоснабжения. Эта схема в наибольшей степени отвечает современным и перспективным условиям крупных теплоснабжающих систем. Схема обеспечивает отделение систем горячего водоснабжения от систем отопления; независимость гидравлического режима квартальной сети от внешней сети без установки подкачивающих насосов и регуляторов давления; возможность при необходимости централизованного отключения систем горячего водоснабжения; возможность резервирования от соседних магистралей; облегчение автоматического регулирования отпуска теплоты на отопление. Схема не требует увеличения диаметров теплопроводов несмотря на некоторое увеличение расхода сетевой воды, поскольку она допускает снижение располагаемого напора в ГТП по сравнению с располагаемыми напорами на

абонентских вводах с зависимым присоединением отопления и элеваторным смешением. Оптимальная тепловая мощность ГТП 30—50 МВТ.

Схема 2 с подогревателями в ИТП и двухтрубной квартальной сетью (рис. 6.10, *б*). Для реализации этой схемы в рассматриваемом квартале вместо одной ГТП должны быть сооружены 28 МТП в подвалах зданий. В каждой МТП должны быть установлены бесшумные циркуляционные насосы для системы отопления и бесшумные подкачивающие насосы для системы горячего водоснабжения. Массовое применение такие насосы в нашей стране пока не получили. В каждой МТП устанавливаются также подогреватели отопления и авторегуляторы.

Гидравлические и тепловые режимы при этой схеме практически не отличаются от режимов предыдущей схемы (рис. 6.11). Отличия заключаются в меньшем располагаемом напоре перед подогревателями в зданиях (5 м) по сравнению с ГТП (15 м), а также в другом температурном графике сети отопления (105—70 °С в МТП вместо 130—70 °С в ГТП).

Для того чтобы отказаться от установки в каждой МТП бесшумных подкачивающих насосов для системы горячего водоснабжения, необходимы оборудование ГТП и установка в нем общего на квартал регулятора давления

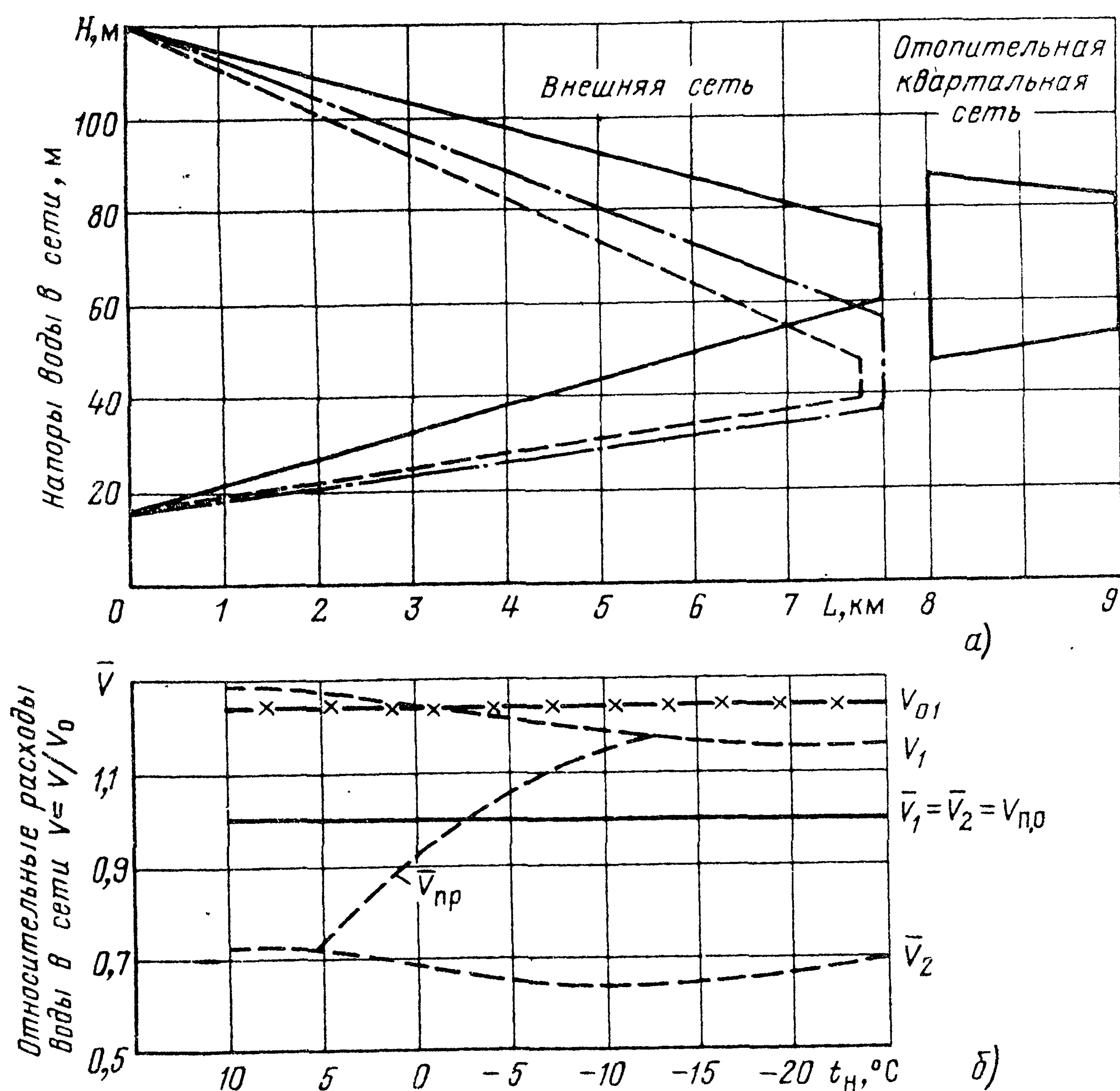


Рис. 6.11. Гидравлические режимы схемы рис. 6.10, *а*:

а - пьезометрические графики внешней и квартальной сетей при нагрузках горячего водоснабжения $Q_г$; $Q_г = 0$ для внешней сети; все значения $Q_г$ — для квартальной сети; — — — — $Q_г = Q_г^{макс}$ при водоразборе из подающей линии ($\beta = 1$); —·—·— — то же при водоразборе из обратной линии ($\beta = 0$); *б* — относительные расходы во внешней и квартальной сетях; внешняя сеть: $\overline{V}_1$, $\overline{V}_2$, $\overline{V}_{п.о}$ — расходы в подающей и обратной линиях, в подогревателе отопления; ——— – при $Q_г = 0$, — — — — при $Q_г = Q_г^{макс}$; квартальная сеть: $\overline{V}_{01}$ — расход в системе отопления; -x--x-- — при всех $Q_г$

«до себя» на обратной линии и подкачивающего насоса с регулятором давления «после себя» на подающей линии.

Основными недостатками этой схемы по сравнению с предыдущей схемой с ГТП являются:

необходимость организации массового выпуска бесшумных насосов как низконапорных для систем отопления, так и высоконапорных для систем горячего водоснабжения;

необходимость оборудования в каждом здании специального помещения для МТП;

увеличение числа необходимых единиц оборудования (подогревателей, авторегуляторов, арматуры, приборов контроля и учета) в десятки раз;

значительное увеличение численности персонала, необходимого для эксплуатации и ремонта десятков МТП вместо одного ГТП.

Децентрализация теплопотребляющих установок делает систему неуправляемой, так, в аварийных ситуациях практически невозможно отключить горячее водоснабжение.

Поэтому в [27] сделан вывод о нецелесообразности массового применения этой схемы.

Схема 3 с подогревателем в ГТП и двухтрубной квартальной сетью. Эту схему (см. рис. 6.10, *в*) можно назвать независимой лишь условно: кварталь-

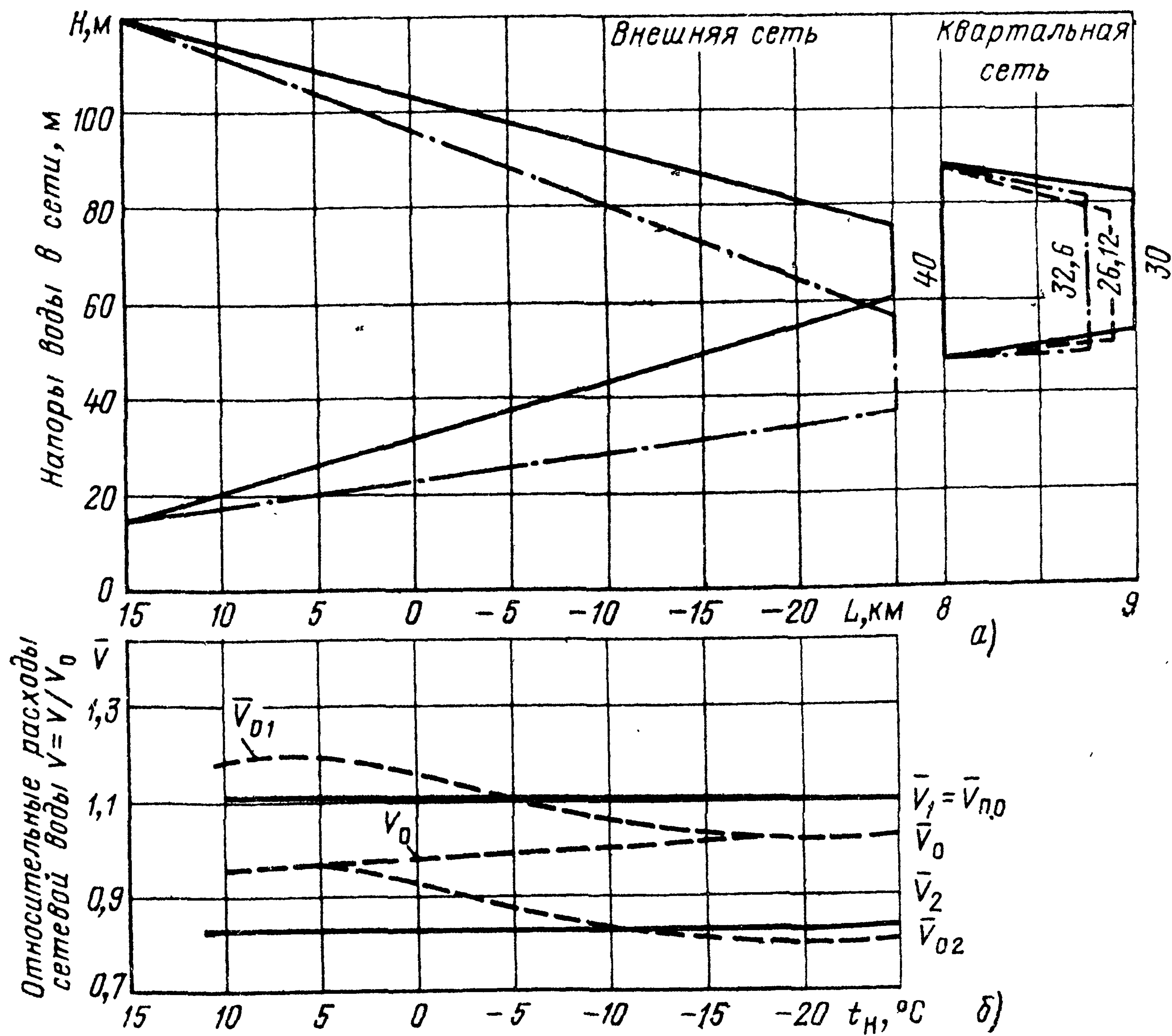


Рис. 6.12. Гидравлические режимы схемы рис. 6.10, *в*:

а — пьезометрические графики внешней и квартальной сетей при различных нагрузках горячего водоснабжения; ———— — при $Q_г=0$; —·—·— — при $Q_г=Q^м_г$ во внешней сети при всех значениях β; для квартальной сети при β=0; — — — — то же для квартальной сети при β=1; *б* — относительные расходы во внешней и квартальной сетях при средней нагрузке горячего водоснабжения; ———— — внешняя сеть; — — — — квартальная сеть; $\bar{V}_1$, $\bar{V}_2$, $\bar{V}_{п.о}$ — расходы во внешней сети: в подающей линии, в обратной линии и в подогревателе отопления; $\bar{V}_{01}$, $\bar{V}_{02}$, $\bar{V}_0$ — расходы в квартальной сети: в подающей линии, в обратной линии, в системе отопления

ная сеть отделена теплообменником от внешней сети, однако внутри квартала схема является обычно зависимой.

Схема 3 несмотря на наличие в ГТП подогревателей не решает основного вопроса — гидравлической изоляции систем горячего водоснабжения от систем отопления. Она не допускает централизованного отключения горячего водоснабжения. Подпитка квартальной сети, равная водоразбору, осуществляется, как видно из рис. 6.10, *в*, из обратной линии внешней сети. Подпиточная вода после смешения повышает температуру воды в обратной линии квартальной сети. Повышение температуры нагреваемой воды на входе в теплообменник требует при неизменном расходе греющей воды соответствующего повышения ее температуры. Как показали проведенные расчеты, температурный график для схемы 3 превышает температурный график схемы 1 на 5—12 °С. Излом температурного графика внешней сети при этой схеме повышается с 60 до 70 °С. В результате при использовании схемы 3 по сравнению со схемой 1 снижается теплофикационная выработка электроэнергии, что вызывает перерасход топлива на ТЭЦ.

На рис. 6.12 представлены пьезометрические и расходные графики внешней и квартальной сетей. Режимы работы внешней сети характеризуются водоразбором только из обратной линии. Режим работы двухтрубной квартальной сети —обычный для сети с непосредственным водоразбором. Располагаемый напор на выходе из ГТП, поддерживаемый установленным там насосом, равен 40 м. На абонентском вводе эта величина составляет около 30 м. Таким образом, квартальная сеть обладает большой устойчивостью, что определяет изменения расхода воды на отопление из квартальной сети всего на ± 3 % даже при максимальном водоразборе. Поскольку во внешней сети водоразбор осуществляется только из обратной линии, расход воды на теплообменник при водоразборе всегда увеличивается. Пьезометрические графики внешней сети зависят только от величины водоразбора и не зависят от температуры наружного воздуха.

6.3.3. ЗАВИСИМЫЕ СХЕМЫ ПРИСОЕДИНЕНИЯ

Напоры в обратной линии квартальной сети должны обеспечить заполнение отопительных систем и определенный свободный напор в системе горячего водоснабжения. Для этого требуются примерно следующие напоры (см. рис. 6.13):

Число этажей здания	5	9	12	14	15	16
Напор для системы отопления $H_о$, м	16	26	33	40	43	46
Напор для системы горячего водоснабжения $H_г$, м	26	36	43	48	50	53

Во всех случаях максимальный напор в обратной линии отопительной сети и в подающей линии системы горячего водоснабжения не должен превышать 60 м по условиям прочности чугунных радиаторов и водоразборной арматуры. Таким образом, повышение этажности зданий резко уменьшает диапазон допустимых напоров, который должен поддерживаться в эксплуатационных условиях. Поэтому обычно здания с числом этажей, большим 12, присоединяются по независимой схеме.

Схема 4 с двухтрубной квартальной сетью (рис. 6.10, *г*). На рис. 6.13 представлены пьезометрические графики при температурах наружного воздуха $t_н = +10$ °С (водоразбор целиком из подающей линии, $\beta = 1$) — рис. 6.13, *а* и $t_н = -25$ °С (водоразбор целиком из обратной линии, $\beta = 0$) — рис. 6.13, *б*; нулевом и максимальном значениях водоразбора ($n = 0$ и $n = 0{,}56$).

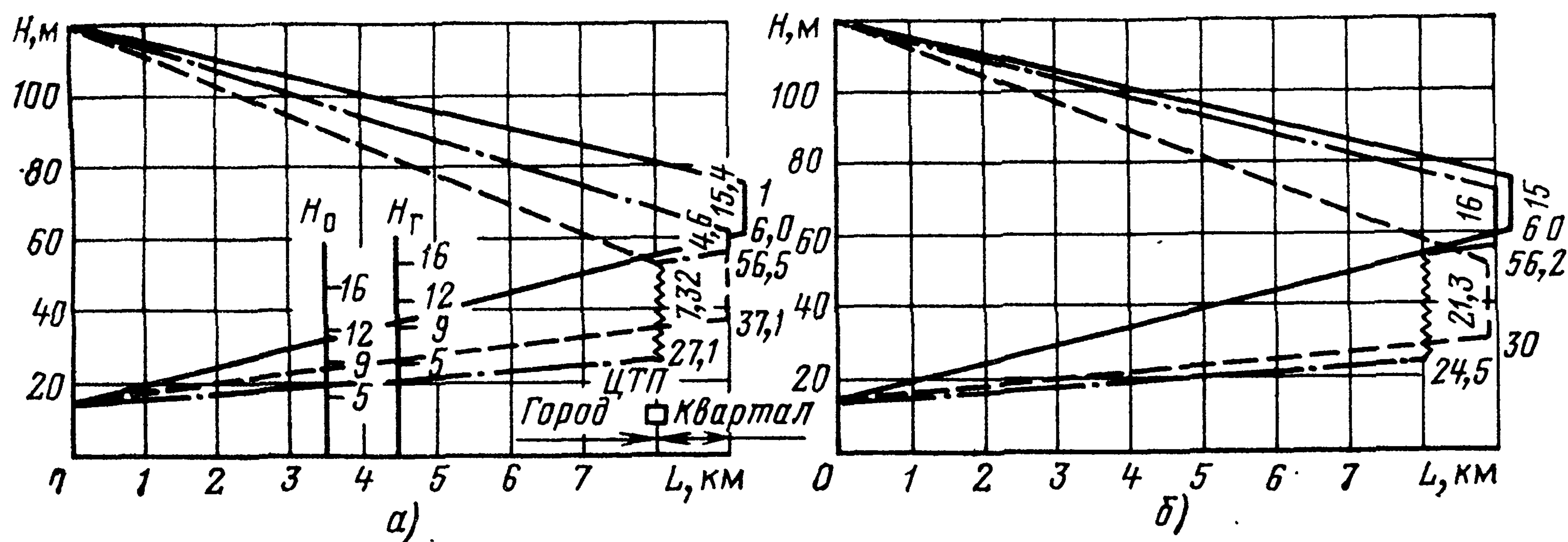


Рис. 6.13. Пьезометрические графики системы:

а — водоразбор из подающей линии; *б* — водоразбор из обратной линии; сплошные линии — ночной режим (водоразбор отсутствует); штриховые линии — максимальный водоразбор; штрихпунктирные линии — то же при установке в ГТП РДДС

Сплошной линией показаны графики при отсутствии водоразбора (ночной режим), штриховыми—при максимальном водоразборе и отсутствии регулятора давления «до себя» (РДДС) на обратной линии ГТП. Это режим при применяемых в настоящее время МТП. Штрихпунктиром изображены графики при наличии РДДС, поддерживающего до себя напор, равный 55 м.

На рис. 6.14 показаны соответствующие относительные расходы воды в подающей $\bar{V}_1$, обратной $\bar{V}_2$ линиях сети и в системах отопления $\bar{V}_0$ при максимальной величине водоразбора. (При отсутствии водоразбора $\bar{V}_1 = \bar{V}_2 = \bar{V}_0 = 1$).

Как следует из рис. 6.13, при максимальном водоразборе напоры в обратной линии абонентов снижаются до 37,1 м (при $\beta = 1$) и до 30 м (при $\beta = 0$). Сопоставление этих величин с приведенными выше, а также с показанными на рис. 6.13 минимально допустимыми напорами для зданий различной этажности показывает, что для пятиэтажных зданий нормальное теплоснабжение обеспечивается при всех режимах. Для девятиэтажных зданий системы отопления заполнены при всех режимах, системы горячего водоснабжения требуют установки регуляторов давления «до себя» (РДДС). Для 12-этажных зданий для систем отопления требуется РДДС, для горячего водоснабжения — подкачивающий насос. Для 14—16-этажных зданий при их независимом присоединении требуются РДДС и подкачивающий насос для систем отопления и горячего водоснабжения. В настоящее время такие здания подключаются по независимой схеме.

Как видно из рис. 6.14, в результате установки РДДС расходы воды в системах отопления уменьшаются. Так, при максимальном водоразборе из подающей линии относительный расход воды на отопление снижается до 0,7 расчетного при отсутствии РДДС и до 0,55 при установке этого регуля-

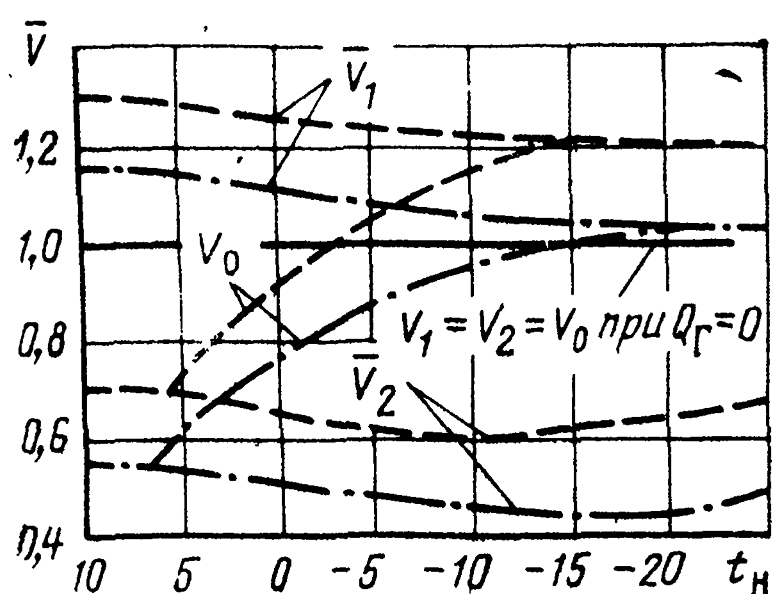


Рис. 6.14. Относительные расходы воды для режимов, представленных на рис. 6.13;

$\bar{V}_1$, $\bar{V}_2$, $\bar{V}_0$ — относительные расходы в подающей и обратной линиях и в системе отопления; сплошная линия — ночной режим (водоразбор отсутствует); штриховая линия — режимы без РДДС; штрихпунктирные линии — режимы с РДДС

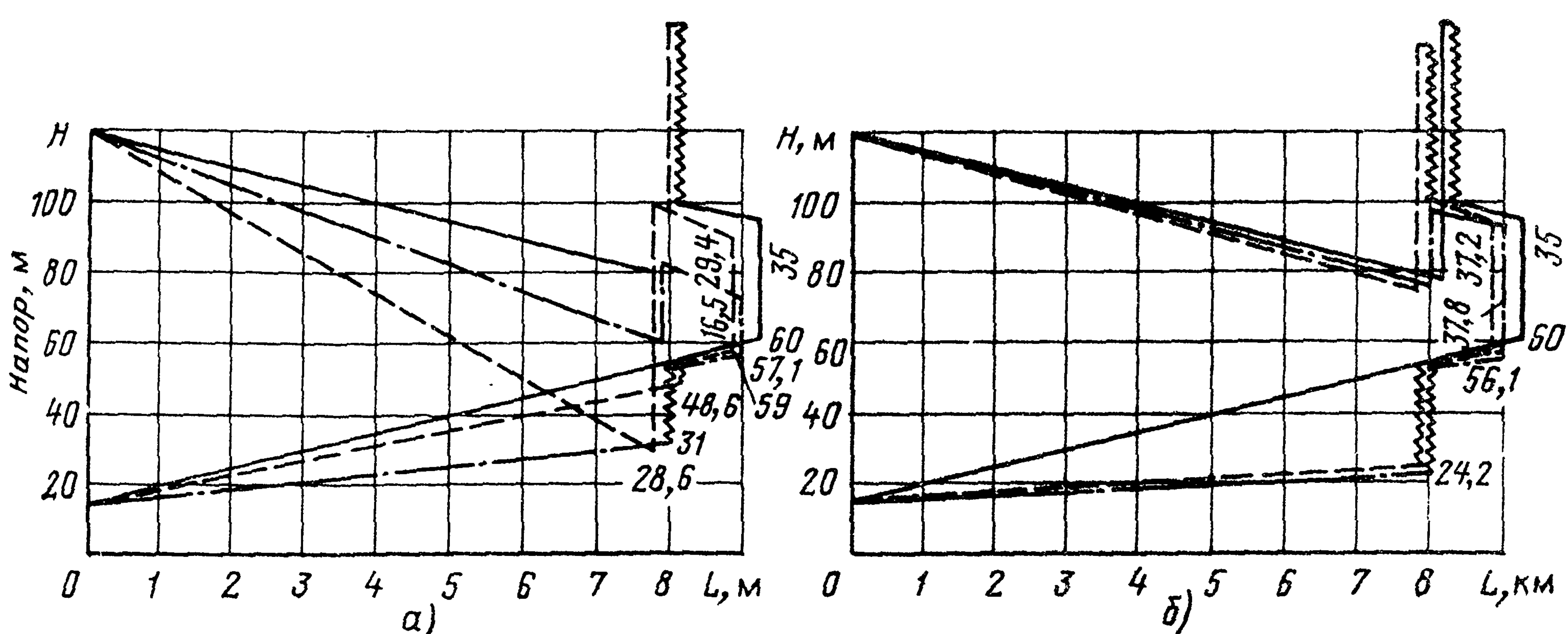


Рис. 6.15. Пьезометрические графики системы с подкачивающим насосом на подающей линии квартальной сети:

а – водоразбор из подающей линии; *б* – водоразбор из обратной линии; сплошные линии — ночной режим при установке РДПС на подающей линии; штриховые линии — максимальный водоразбор при установке РДПС; штрихпунктирные линии — то же без РДПС

тора. Снижение расхода воды на отопление приводит к вертикальной разрегулировке отопительных систем, а также требует повышения температуры воды в подающей линии сети. Снижение напора перед элеватором до 4,5 м требует установки подкачивающего насоса на подающей линии в ГТП. При установке в ГТП подкачивающего насоса на подающей линии могут рассматриваться варианты с регулятором давления «после себя» (РДПС) и без такого регулятора. РДПС стабилизирует давление в подающей линии квартальной сети после насоса при переменном давлении в подающей линии внешней сети перед насосом, а соответственно и после него. Таким образом, при установке РДПС на подающей и РДДС на обратной линиях квартальной сети гидравлический режим в ней не зависит от гидравлического режима внешней сети, а определяется только относительным расходом воды на горячее водоснабжение и устойчивостью квартальной сети, т. е. отношением располагаемого напора в элеваторных узлах зданий при отсутствии водоразбора к располагаемому напору в ГТП.

Если РДПС не устанавливается, то колебания напора в подающей линии внешней сети приводят к соответствующим колебаниям напора после подкачивающего насоса и располагаемого напора в квартальной сети, что непосредственно определяет расходы воды на отопление.

На рис. 6.15 даны пьезометрические графики при установке в ГТП РДДС на обратной линии и подкачивающего насоса, повышающего напор в подающей линии квартальной сети на 20 м. Потери напора в квартальной сети при отопительном расходе воды составляют всего 10 м. При установке насоса, повышающего напор на выходе из ГТП на 20 м, располагаемый напор в начале квартальной сети составит 45 м, а в конец—35 м.

Штриховыми линиями показан вариант установки после подкачивающего насоса РДПС, штрихпунктирными линиями — вариант без РДПС. Ночной режим (сплошные линии) показан для варианта с РДПС. Значения относительных расходов воды для обоих вариантов при максимальном водоразборе приведены на рис. 6.16.

При установке РДПС высокая устойчивость квартальной сети (0,8) определяет слабую зависимость расхода воды на отопление от величины водоразбора. Это приводит к значительному возрастанию расхода воды в подающей линии, приближающемуся к сумме расчетного расхода воды на отопление и максимального на горячее водоснабжение. Напор в подающей линии

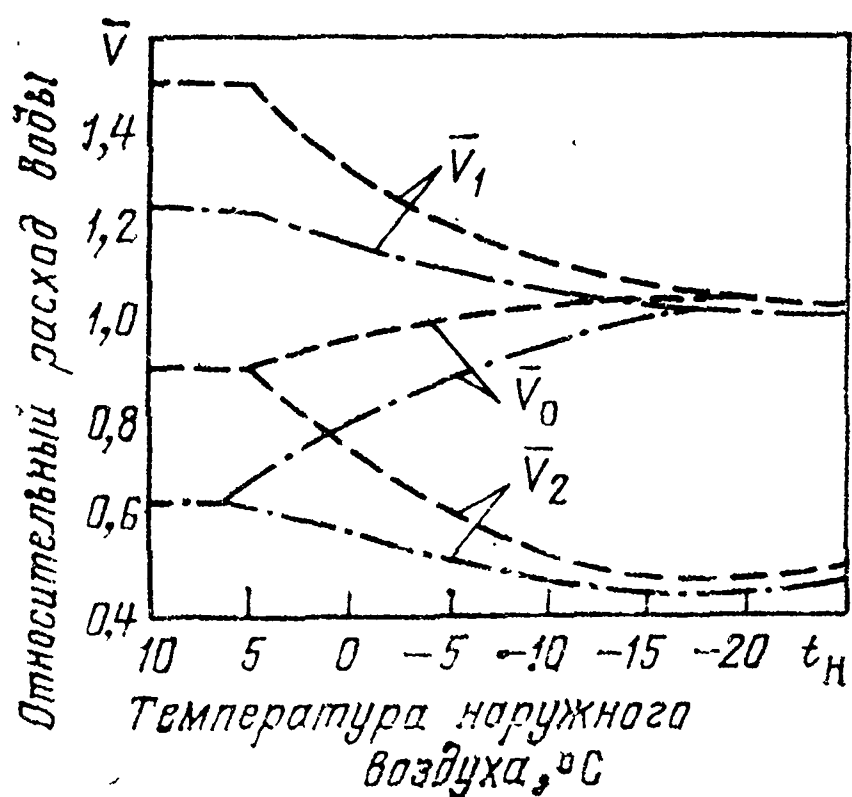


Рис. 6.16. Относительные расходы воды для режимов, представленных на рис. 6.15:

штриховые линии — режимы с РДПС; штрихпунктирные линии — то же без РДПС; остальные обозначения те же, что и на рис. 6.15

перед ГТП, как видно из рис. 6.15, снижается до 28—30 м, т. е. колебания напора в подающей линии в течение суток достигают 50 м. Для стабилизации напора в подающей линии квартальной сети при максимальных расходах воды на горячее водоснабжение необходимый напор подкачивающего насоса должен составлять 70 м. Большую часть времени, когда нагрузка горячего водоснабжения меньше максимальной, избыточный напор насоса будет дросселироваться РДПС (см. рис. 6.15).

Уменьшение максимального расхода воды во внешней сети и соответственно колебаний напора возможно двумя путями: сохранив РДПС, снизить устойчивость квартальной сети, приблизив ее к устойчивости внешней сети путем установки дроссельных шайб перед каждым зданием, или, сохранив высокую устойчивость квартальной сети, отказаться от РДПС после насоса. Первый вариант не имеет смысла, так как при этом, как показали расчеты, располагаемые напоры в зданиях будут снижаться примерно до такого же значения, что и при отсутствии подкачивающего насоса. Режимы работы сети при отсутствии РДПС и напоре насоса 20 м изображены на рис. 6.15 штрихпунктиром. Режимы, рассчитанные при других напорах подкачивающего насоса, принципиально не отличаются от представленных на рис. 6.15. Как видно из рис. 6.15, при отсутствии РДПС после подкачивающего насоса снижение напора в подающей линии перед ГТП при водоразборе из подающей линии уменьшает располагаемый напор в ГТП и соответственно расходы воды на отопление, которые в рассматриваемом случае, как видно из рис. 6.16, *а*, уменьшаются до 0,65 расчетного. Соответственно сокращается по сравнению с вариантом с РДПС и расход воды в подающей линии внешней тепловой сети. Отсутствуют при этом и потери электроэнергии, обусловленные дросселированием избыточного напора в РДПС. Таким образом, установка РДПС после подкачивающего насоса на подающей линии в ГТП является, как правило, нецелесообразной.

Рассматриваемая зависимая схема обладает рядом эксплуатационных недостатков: значительными колебаниями давлений во внешней тепловой сети и в подающей линии квартальной сети, а следовательно, и значительными изменениями расходов воды в системах отопления; наличием большого числа насосов, непосредственно связанных с подающей линией внешней сети, регуляторов авления на обратных линиях, что снижает надежность системы, поскольку вероятные отказы этого оборудования могут вызвать аварийные нарушения работы местных систем отопления; неизбежным возникновением непропорциональной разрегулировки в системе с большим числом насосов

Рис. 6.18. Результаты расчета гидравлических режимов системы теплоснабжения при различной величине водоразбора из подающей линии:

на пьезометрическом графике: сплошные линии — режим без водоразбора; штриховые линии — при среднем водоразборе; штрихпунктирные линии — при максимальном водоразборе; на схеме на участках сети указаны расходы, т/ч (слева), и потери напора, м (справа), в узлах и характерных точках сети указаны напоры, м; сверху вниз даны параметры при нулевом, среднем и максимальном расходах воды на водоразбор из подающей линии; указаны также сопротивления регуляторов давления при соответствующих режимах

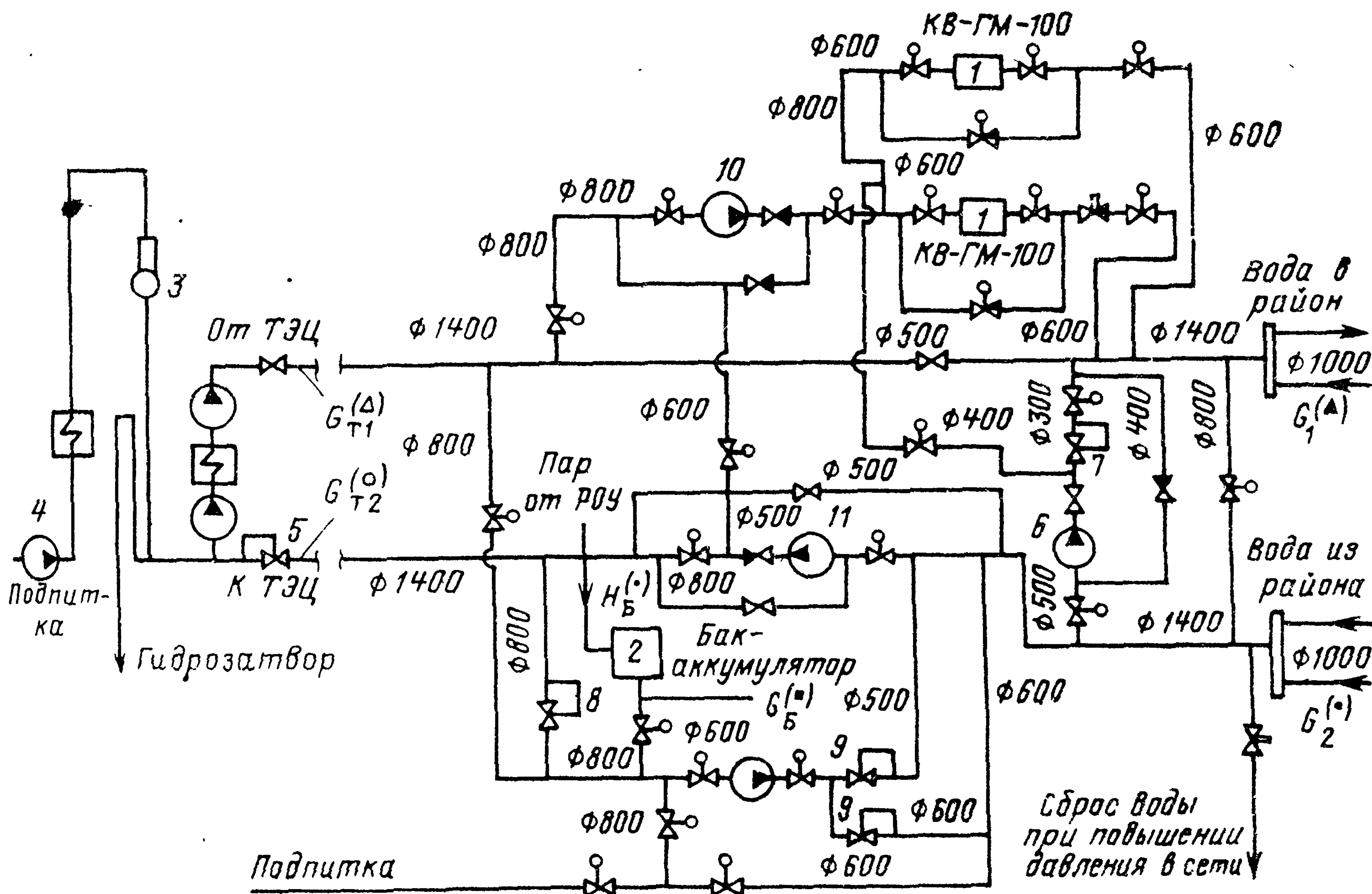
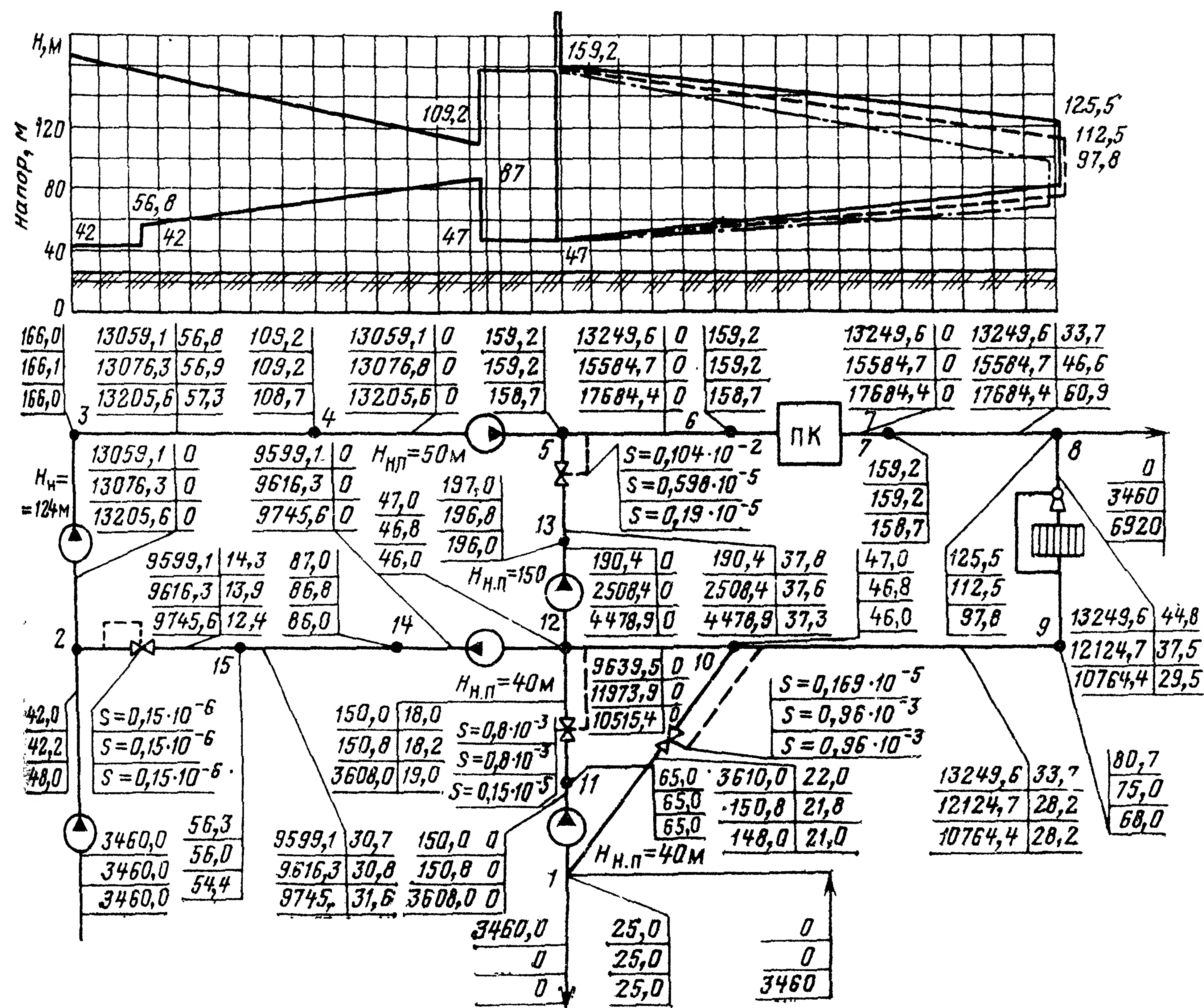


Рис. 6.17. Принципиальная схема загородной ТЭЦ и городской пиковой котельной в открытой системе теплоснабжения

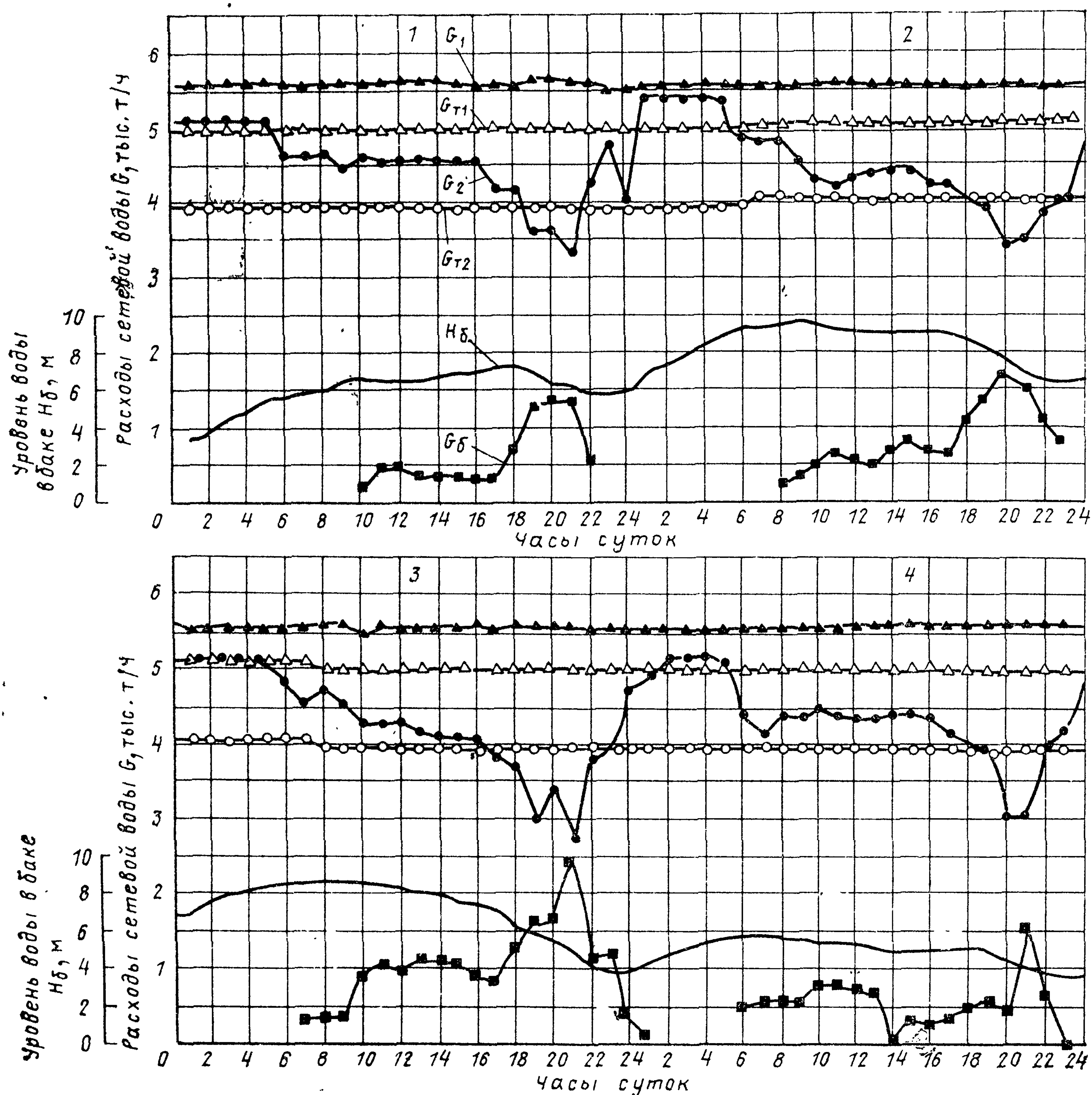


и регуляторов; трудностью аварийного резервирования, при котором имеют место значительные изменения напоров в подающих и обратных линиях, недопустимые при зависимом присоединении отопительных систем.

Все это подтверждает сделанный в [27] вывод о необходимости перехода в крупных системах теплоснабжения с непосредственным водоразбором на независимую схему присоединения систем отопления через водо-водяные теплообменники, установленные в ГТП

6.4. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ОТ ЗАГОРОДНЫХ ИСТОЧНИКОВ

Подавляющее большинство эксплуатируемых в настоящее время ТЭЦ расположено в непосредственной близости от районов теплопотребления. При этом пиковые водогрейные котлы располагаются, как правило, на ТЭЦ. В последнее время эта традиционная схема существенно меняется. Трудность расположения крупных источников теплоснабжения в непосредственной близости от города по условиям топливо- и водоснабжения, охраны окружающей среды, изыскания необходимой площадки приводит к тому, что крупные ТЭЦ располагаются на расстоянии 10—15 км от границы города, а пиковые котельные выносятся за пределы ТЭЦ и сооружаются на границе города. В качестве пиковых используются также расположенные в центрах тепловой нагрузки районные водогрейные котельные, ранее служившие основными источниками



теплоснабжения. Такие схемы применяются как в закрытых, так и в открытых системах теплоснабжения.

На рис. 6.17 приведена принципиальная схема одной из реализованных по этому принципу открытых систем теплоснабжения. При разработке этой системы были приняты следующие основные положения:

вся пиковая мощность *1* и все баки-аккумуляторы *2* расположены в городской пиковой котельной;

вся подпитка производится на ТЭЦ; значение подпитки стабильно и равно среднесуточному или средненедельному значению (в зависимости от фактически установленной емкости баков и нагрузки горячего водоснабжения района);

подпитка в обратный коллектор ТЭЦ производится самотеком из деаэратора *3*, расположенного на необходимой для этого отметке;

расход подпиточной воды на ТЭЦ определяется величиной подачи ее насосом *4* в деаэратор. Давление в обратном коллекторе ТЭЦ поддерживается регулятором давления «после себя» *5*, установленным на обратной линии тепловой сети перед коллектором ТЭЦ;

расход воды в подающей линии транзитной магистрали стабилизирован путем поддержания заданного давления в подающей линии городской сети с помощью расположенного в пиковой котельной так называемого «перепускного» насоса *6*, который осуществляет циркуляцию части воды из обратного коллектора городской сети в подающий и тем самым компенсирует колебания расхода в подающей линии городской сети, вызванные изменением водоразбора, и регулятора давления «после себя» *7*;

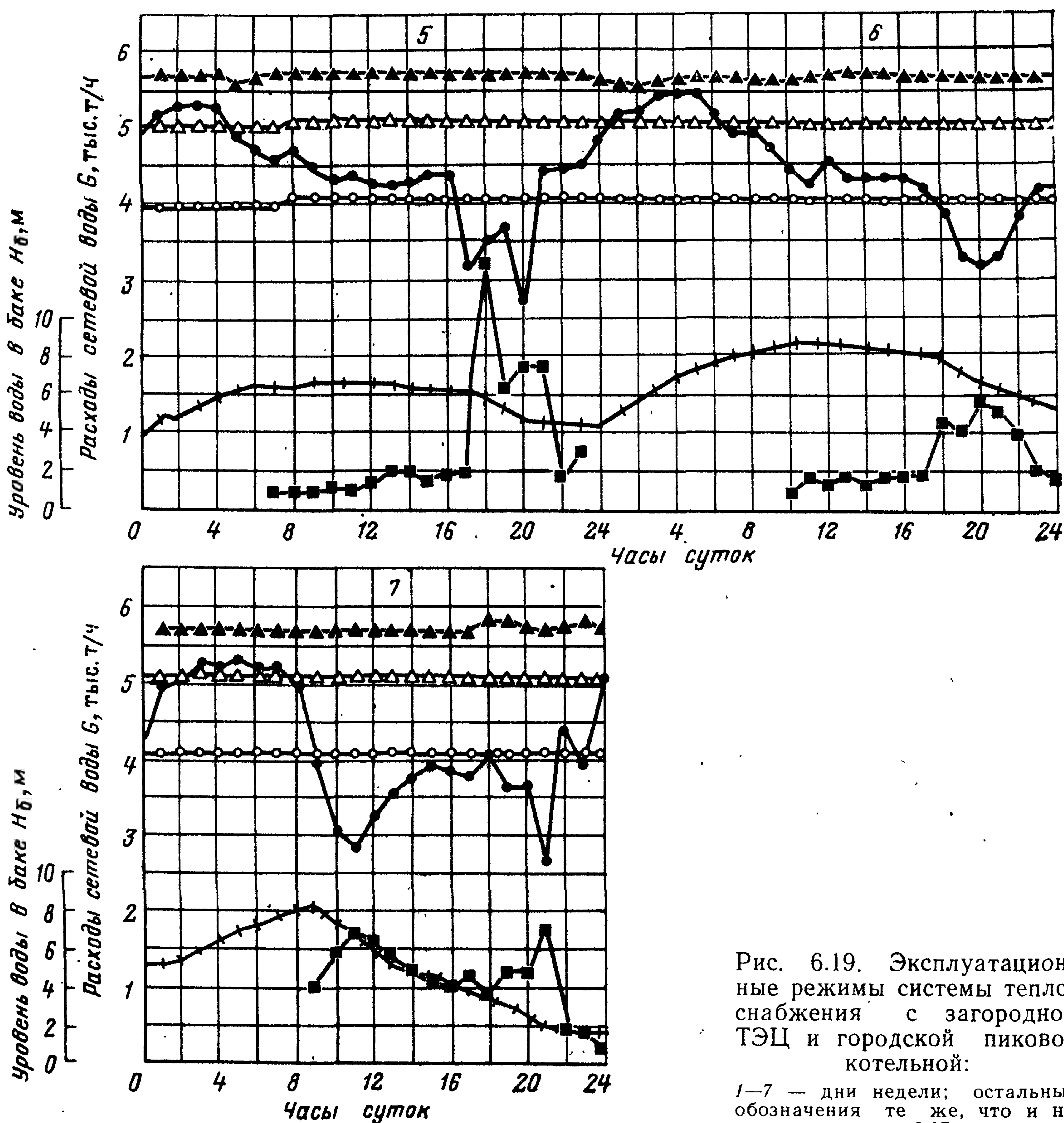


Рис. 6.19. Эксплуатационные режимы системы теплоснабжения с загородной ТЭЦ и городской пиковой котельной:

1—7 — дни недели; остальные обозначения те же, что и на рис. 6.17

давление в обратном коллекторе городской сети поддерживается с помощью баков-аккумуляторов *2* и регуляторов давления «до себя» *8* на линии зарядки баков и «после себя» *9* на линии разрядки баков. Увеличение водоразбора приводит к снижению давления в подающем коллекторе городской сети и соответствующему увеличению расхода через перепускной насос. Это приводит к снижению давления в обратном коллекторе городской сети и разрядке бака-аккумулятора через подпиточный насос и регулятор давления «после себя». Снижение водоразбора, напротив, приводит к увеличению давления в подающем коллекторе, уменьшению перепуска, повышению давления в обратном коллекторе и зарядке бака через регулятор давления «до себя». Стабилизация давления в обратном коллекторе городской сети приводит и к стабилизации расхода воды в обратной линии транзитной сети.

В пиковой котельной расположены также подкачивающие насосы *10* и *11* на подающей и обратной линиях транзитной магистрали.

Указанные режимы работы системы иллюстрируются представленными на рис. 6.18 результатами математического моделирования гидравлических режимов аналогичной системы при нулевом, среднем и максимальном водоразборах из подающей линии городской сети. Из рис. 6.18 видна работа установленных в схеме регуляторов, выражающаяся в изменении их сопротивления.

На рис. 6.19 представлен фактический суточный режим работы рассматриваемой системы, показывающий стабильный расход воды в транзитных магистралях, переменный расход в городских сетях, режимы зарядки и разрядки баков-аккумуляторов.

Глава седьмая

ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ ГОРОДСКИХ РАЙОНОВ

7.1. СТРУКТУРА ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК ГОРОДСКИХ РАЙОНОВ

В связи с большим объемом жилищного строительства и связанным с ним строительством общественных зданий, а также промышленным строительством тепловые нагрузки городов непрерывно растут. На рис. 7.1 представлена динамика роста тепловых нагрузок г. Москвы, покрываемых от водяных тепловых сетей Мосэнерго. Ежегодное увеличение присоединенной тепловой нагрузки составляет около 1160 МВт (1000 Гкал/ч). Основными тепловыми нагрузками в городских районах являются, как известно, отопле-

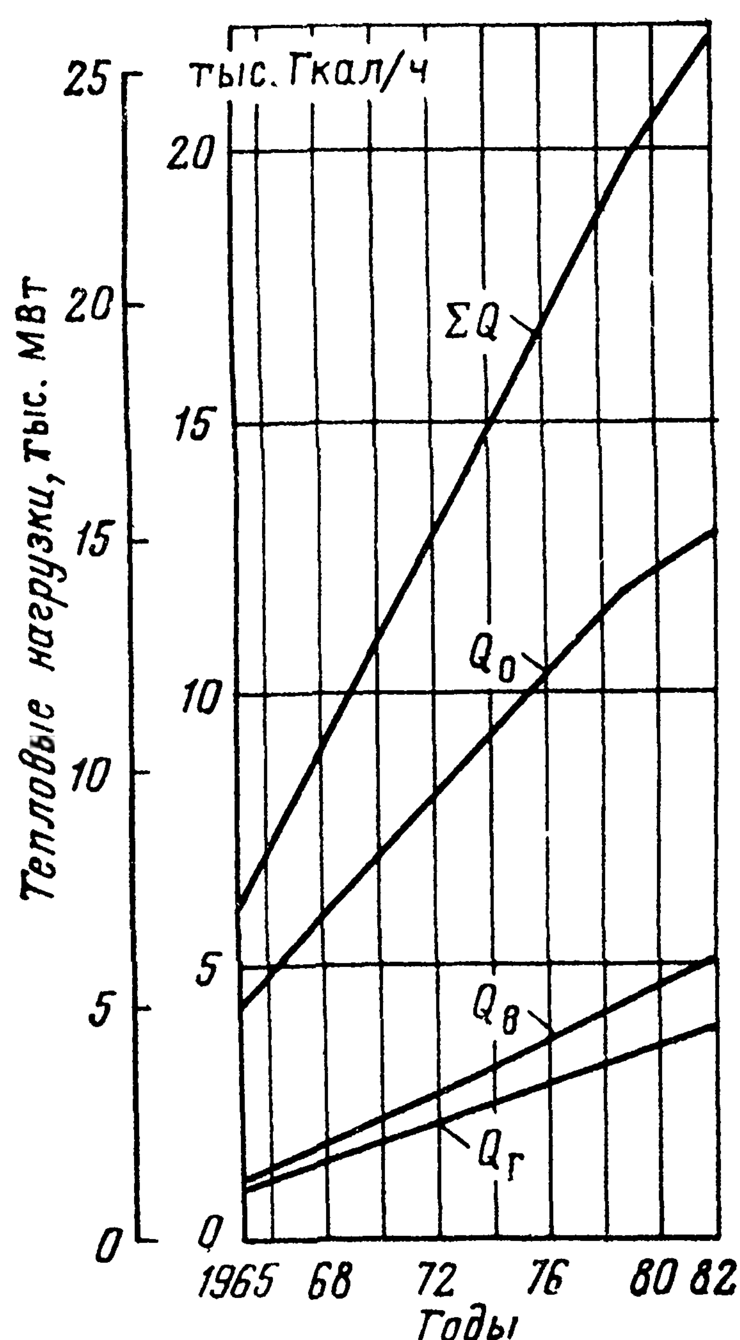
Таблица 7.1. **Структура тепловой нагрузки в тепловых районах теплосети Мосэнерго**

№ района	Присоединенная тепловая мощность		Структура тепловой нагрузки на 1.1.1983 г.				
	МВт	Гкал/ч	Отопление, %	Вентиляция %	Горячее водоснабжение, средняя нагрузка, %	Тепловые потери, %	Относительная нагрузка горячего водоснабжения
1	1369	1177	57,4	26,2	11,3	5,1	0,197
2	3928	3378	57,9	16,6	20,6	4,9	0,356
3	2152	1851	58,7	20,9	15,3	5,1	0,261
4	1462	1257	59,7	23,4	11,5	5,4	0,193
5	2201	1893	59,1	22,7	13,2	5,0	0,223
6	4065	3496	56,8	17,7	20,6	4,9	0,362
7	2085	1793	54,5	25,0	15,4	5,1	0,284
8	2486	2112	52,2	28,4	14,4	5,0	0,277
9	4923	4234	53,5	21,6	20,0	4,9	0,373
10	1701	1463	47,6	34,0	13,6	4,8	0,286
11	810	697	57,0	19,4	18,7	4,9	0,327
Итого	27 152	23 351	55,7	22,2	17,1	5,0	0,306

ние, вентиляция, горячее водоснабжение. Вентиляция имеется, как правило, лишь в промышленных и общественных зданиях.

На рис. 7.2 показана динамика соотношения между этими нагрузками. В результате сооружения зданий со всеми видами благоустройства и повышения их удельного веса в суммарной жилой застройке города доля нагрузки горячего водоснабжения в суммарной тепловой нагрузке достигла 17 %. Доля нагрузки вентиляции достигла 22 %.

Соотношение между видами тепловых нагрузок различно. Оно зависит от характера абонентов района. Для иллюстрации в табл. 7.1 приведены данные о структуре тепловых нагрузок в районах г. Москвы.



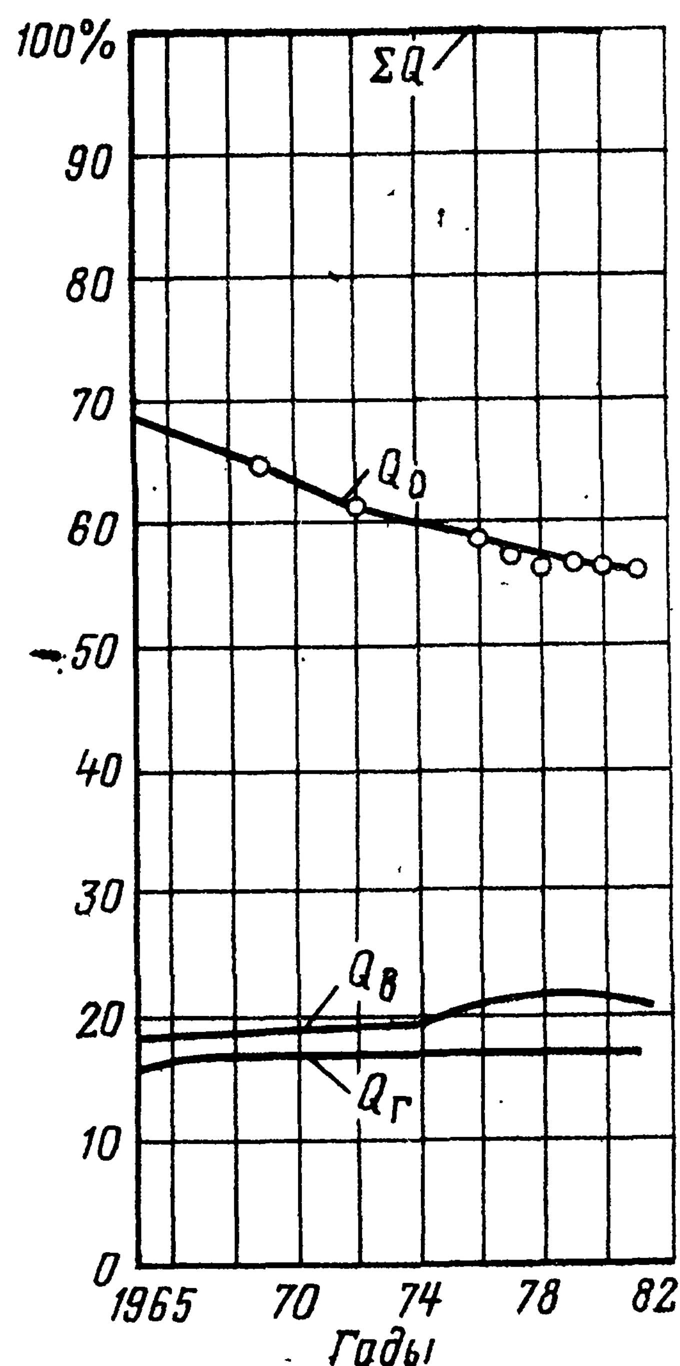


Рис. 7.1. Динамика роста тепловых нагрузок, присоединенных к водяным тепловым сетям Мосэнерго

Рис. 7.2. Динамика изменения структуры тепловых нагрузок, присоединенных к водяным тепловым сетям Мосэнерго

Как видно из приведенной таблицы, в районах старой жилой застройки (1; 7), а также промышленных районах (4; 5) доля нагрузки горячего водоснабжения невелика. Она составляет 11—15 %. В районах, где преобладает новая жилая застройка (2; 6; 9), доля нагрузки горячего водоснабжения существенно выше. Она достигает 20 %. В районах с большим числом общественных зданий или промышленных предприятий (1;4; 5; 10), значительную долю (23—34 %) составляет нагрузка вентиляции.

Длительность отопительного сезона в Москве составляет около 5000 ч, а число часов использования максимума отопительной нагрузки составляет 2500. Число часов использования средней нагрузки горячего водоснабжения составляет примерно 7500, т. е. в 3 раза больше, чем отопления. При среднем значении $\rho = Q_г^{ср}/Q_о' = 0{,}25$ годовой отпуск теплоты на горячее водоснабжение на единицу присоединенной отопительной нагрузки составляет 75% годового расхода теплоты на отопление.

7.2. НАГРУЗКИ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ ГТП

Приведенные данные показывают, насколько значительной является в современных городских районах нагрузка горячего водоснабжения.

Эта нагрузка оказывает существенное влияние на выбор оборудования тепловых подстанций, режимы центрального регулирования отпуска теплоты, режимы работы систем отопления. Данные о нагрузке горячего водоснабжения и характере ее суточных графиков для МТП с различным числом жителей приведены в [22].

В настоящее время в системах теплоснабжения обычно сооружаются ГТП. Рассмотрим графики нагрузки горячего водоснабжения для ряда ГТП с различной тепловой нагрузкой.

Графики нагрузки горячего водоснабжения характеризуются коэффициентами неравномерности, под которыми понимаются отношения нагрузки, максимальной за определенный период, к средней за более продолжительный период. Обычно рассматриваются отношение часовой нагрузки $Q_г$ к среднесуточной $Q_г^{ср}$ и отношение суточного рас-

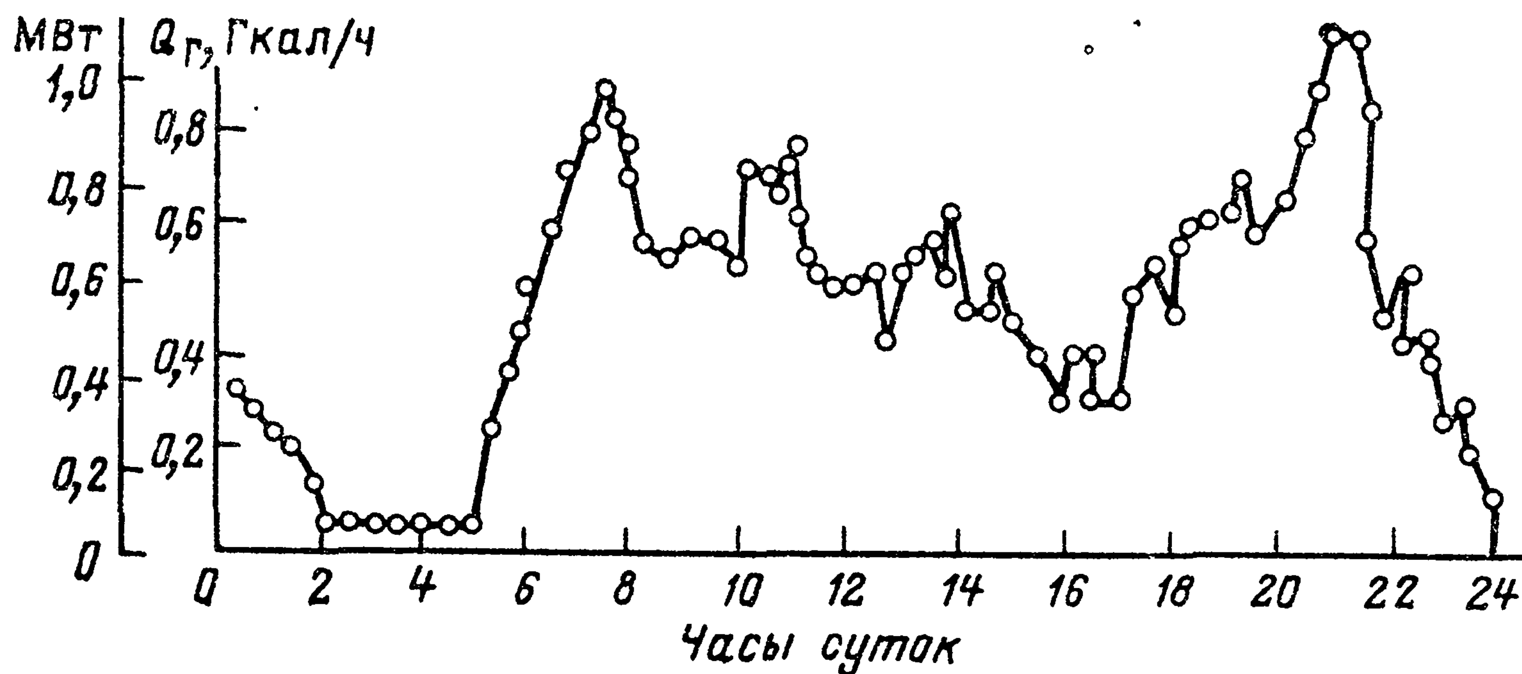


Рис. 7.3. Графики нагрузки горячего водоснабжения ГТП (число жителей 1900 чел.)

хода $Q_г^{ср}$ к средненедельному $(Q_г^{ср})_н$. Будем обозначать, так же как в [61], отношение максимальной часовой нагрузки $Q_г^м$ к среднесуточной $Q_г^{ср}$ коэффициентом суточной неравномерности $K_{сут} = Q_г^м/Q_г^{ср}$, а отношение средней за сутки нагрузки $Q_г^{ср}$ к средней за неделю $(Q_г^{ср})_н$ коэффициентом недельной неравномерности $K_{нед} = Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_н$. Таким образом, наименование коэффициента неравномерности принимается по периоду, стоящему в знаменателе, а не в числителе, как это принято в [48]. Период, стоящий в числителе, является ближайшим меньшим отрезком времени по отношению к стоящему в знаменателе. При такой системе обозначений коэффициент часовой неравномерности $K_{час} = (Q_г^м)_{мин}/Q_г^{ср}$, т. е. он равен отношению максимальной нагрузки за минуту, или практически максимальной мгновенной нагрузки, к среднечасовой.

На рис. 7.3 представлен примерный вид графика нагрузки горячего водоснабжения ГТП, обслуживающей жилой микрорайон, в котором проживают 1900 чел., а в табл. 7.2 — данные о значениях нагрузки горячего водоснабжения и коэффициентах неравномерности за 6 недель. Как следует из этой таблицы, средняя за неделю нагрузка горячего водоснабжения является весьма стабильной. Максимальные отклонения от средней величины за рассмотренные 6 недель не превышают ± 8 %. При этом максимальные отклонения имеют предпраздничные недели. Коэффициенты суточной неравномерности составляют 1,9—2,2 для всех дней недели. Коэффициенты недельной неравномерности для понедельника и пятницы примерно равны 1,0; для вторника, среды и четверга — около 0,9, для субботы и воскресенья 1,2—1,3. Средний расход горячей воды на одного жителя составляет 116 л/сут, что близко к норме.

На рис. 7.4 представлен график нагрузки горячего водоснабжения для ГТП, обслуживающей микрорайон с населением 3900 чел. В табл. 7.3 приведены данные о нагрузках горячего водоснабжения и коэффициентах неравномерности этой ГТП за 5 недель, не включавших предпраздничные и праздничные. Это наряду с большей абсолютной нагрузкой определило более стабильные показатели нагрузки горячего водоснабжения. Средняя за 5 недель недельная нагрузка горячего водоснабжения состав-

Таблица 7.2. **Нагрузки горячего водоснабжения ГТП (число жителей 1900 чел.)**

Дни недели	Расход теплоты	20—26. XII 1976	27—31.XII 76—2.I 1977	10—16.I 1977	11—17.IV 1977	18—24.IV 1977	25.IV—1.V 1977	Среднее за день недели
Понедельник	$Q_г^{ср}$, МВт	0,54	0,596	0,654	0,546	0,53	0,43	0,551
	$Q_г^{м}$, МВт	1,23	1,19	1,26	1,16	1,13	0,84	1,135
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	2,25	2,0	1,93	2,12	2,12	1,95	2,06
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	0,975	0,975	1,19	0,94	0,983	0,9	0,994
Вторник	$Q_г^{ср}$, МВт	0,513	0,635	0,554	0,505	0,45	0,422	0,514
	$Q_г^{м}$, МВт	0,94	1,21	1,11	0,980	1,10	0,92	1,04
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	1,83	1,9	2,0	1,94	2,4	2,17	2,04
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	0,917	1,04	1,01	0,868	0,833	0,886	0,926
Среда	$Q_г^{ср}$, МВт	0,445	0,605	0,469	0,43	0,49	0,43	0,479
	$Q_г^{м}$, МВт	1,09	1,16	0,88	1,04	0,99	1,10	1,03
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	2,45	1,91	1,76	2,43	2,0	2,57	2,18
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	0,797	0,991	0,852	0,739	0,897	0,9	0,863
Четверг	$Q_г^{ср}$, МВт	0,488	0,56	0,469	0,436	0,56	0,43	0,489
	$Q_г^{м}$, МВт	1,10	1,15	0,88	1,10	1,13	1,13	1,08
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	2,26	2,06	1,9	2,53	2,0	2,62	2,23
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	0,873	0,911	0,852	0,75	1,026	0,903	0,885
Пятница	$Q_г^{ср}$, МВт	0,514	0,501	0,416	0,636	0,56	0,52	0,524
	$Q_г^{м}$, МВт	1,09	0,88	0,83	1,4	1,11	0,99	1,06
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	2,12	1,77	1,97	2,19	2,0	1,91	1,99
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	0,919	0,82	0,757	1,09	1,026	1,095	0,951
Суббота	$Q_г^{ср}$, МВт	0,7	0,629	0,616	0,779	0,53	0,67	0,65
	$Q_г^{м}$, МВт	1,31	1,08	1,13	1,51	1,10	1,42	1,25
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	1,88	1,72	1,82	1,94	2,06	2,1	1,91
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	1,24	1,03	1,12	1,34	0,983	1,41	1,19
Воскресенье	$Q_г^{ср}$, МВт	0,711	0,755	0,672	0,740	0,68	0,75	0,72
	$Q_г^{м}$, МВт	1,28	1,99	1,44	1,48	1,51	1,32	1,49
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	1,8	2,64	2,14	2,0	2,2	1,75	2,08
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	1,27	1,24	1,22	1,27	1,27	1,35	1,27
Средненедельная нагрузка	$(Q_г^{ср})_{нед}$, МВт	0,559	0,611	0,549	0,581	0,543	0,52	0,56

Таблица 7.3. **Нагрузки горячего водоснабжения ГТП (число жителей 3900 чел.)**

Дни недели	Расход теплоты	8—14.X 1979	28.X—4.XI 1979	19—26.XI 1979	26.XI—2.XII 1979	3—9.XII 1979	Среднее за день недели
Понедельник	$Q_г^{ср}$, МВт	1,32	1,32	1,55	1,43	1,32	1,39
	$Q_г^{м}$, МВт	2,56	2,67	2,56	3,14	2,56	2,70
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	1,94	2,00	1,65	2,20	1,94	1,95
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	0,89	0,87	1,00	0,95	0,89	0,92
Вторник	$Q_г^{ср}$, МВт	1,68	1,43	1,43	1,32	1,26	1,42
	$Q_г^{м}$, МВт	3,26	3,49	2,44	2,79	2,67	2,91
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	1,94	2,45	1,71	2,10	2,10	2,06
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	1,13	0,94	0,92	0,88	0,85	0,94
Среда	$Q_г^{ср}$, МВт	1,43	1,55	1,32	1,32	1,43	1,41
	$Q_г^{м}$, МВт	3,37	2,56	2,67	2,91	3,37	2,98
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	2,35	1,65	2,20	2,20	2,35	2,10
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	0,97	1,02	0,85	0,88	0,96	0,94
Четверг	$Q_г^{ср}$, МВт	1,32	1,43	1,43	1,43	1,43	1,41
	$Q_г^{м}$, МВт	3,14	2,79	2,56	2,79	2,79	2,81
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	2,40	1,95	1,79	1,95	1,95	2,00
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	0,89	0,94	0,92	0,95	0,96	0,93
Пятница	$Q_г^{ср}$, МВт	1,26	1,43	1,49	1,43	1,32	1,39
	$Q_г^{м}$, МВт	2,91	2,91	2,79	2,91	2,33	2,77
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	2,30	2,00	1,87	2,00	1,75	1,98
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	0,89	0,94	0,96	0,95	0,89	0,92
Суббота	$Q_г^{ср}$, МВт	1,68	1,78	1,78	1,78	1,90	1,78
	$Q_г^{м}$, МВт	3,37	3,49	3,26	3,37	3,72	3,44
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	2,00	1,96	1,83	1,90	1,96	1,93
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	1,13	1,17	1,14	1,19	1,27	1,18
Воскресенье	$Q_г^{ср}$, МВт	1,68	1,68	1,90	1,78	1,78	1,76
	$Q_г^{м}$, МВт	3,49	3,37	3,37	3,61	3,49	3,47
	$Q_г^{м}/Q_г^{ср}$	2,07	2,00	1,77	2,00	1,96	1,96
	$Q_г^{ср}/(Q_г^{ср})_{нед}$	1,13	1,10	1,22	1,19	1,19	1,17
Средненедельная нагрузка	$(Q_г^{ср})_{нед}$, МВт	1,48	1,52	1,56	1,50	1,49	1,50

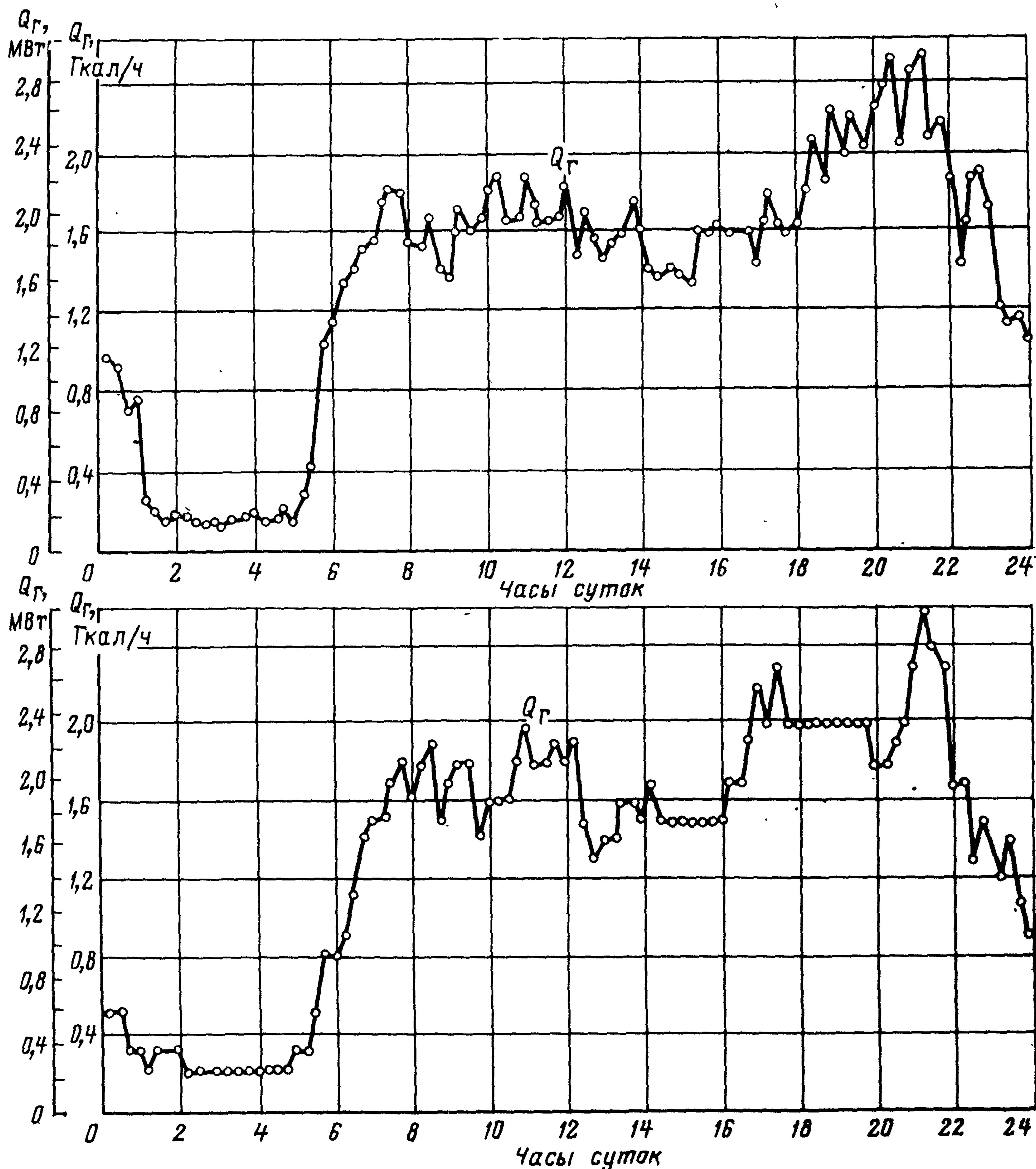


Рис. 7.4. Графики нагрузки горячего водоснабжения ГТП (число жителей 3900 чел.)

ляет 1,5 МВт, а отклонения от нее не превышают — 1,5 ÷ +4,5 %. Коэффициент суточной неравномерности равен примерно 2. Коэффициент недельной неравномерности во все будние дни 0,92—0,94; в субботу и воскресенье 1,18—1,17.

7.3. ТЕПЛОПОТЕРИ В СИСТЕМАХ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ МИКРОРАЙОНОВ

В закрытых системах теплоснабжения жилые микрорайоны обычно получают теплоту от ГТП по четырехтрубной тепловой сети: две трубы системы отопления и две трубы системы горячего водоснабжения. Обратная (циркуляционная) труба системы горячего водоснабжения предназначена для осуществления циркуляции нагретой в подогревателях водопроводной воды и поддержания благодаря этому во всех точках водоразбора температуры воды не ниже заданной. Отсутствие циркуляции приводит при малом водоразборе к значительному снижению температуры воды в сети горячего водоснабжения из-за теплопотерь и большим бесполезным сливам остывшей воды. Оценка теплопотерь в системе горячего водоснабжения была произведена на основании анализа проектных данных. Были проанализированы произвольно выбранные 62 проекта систем горячего водоснабжения микрорайонов от ГТП, выполненные институтом Моспроект-1 [23].

Эти системы имели следующие значения $Q_г^м$:

Диапазон:						
МВт	0,46—1,16	1,16—1,75	1,75—2,32	2,32—2,9	2,9—3,5	3,5—4,06
Гкал/ч	0,4—1,0	1—1,5	1,5—2	2—2,5	2,5—3	3—3,5
Число систем	5	14	24	5	10	4

Относительные нагрузки горячего водоснабжения (максимальные) для рассматриваемых ГТП составляли от 0,6 до 1,1. Теплопотери в системе горячего водоснабжения $Q_п$ складываются из теплопотерь во внутренних системах зданий $Q_п^{зд}$ и теплопотерь в квартальных сетях $Q_п^{кв}$.

Потери теплоты в подающем и циркуляционном трубопроводах системы горячего водоснабжения зданий были определены на основании проектных данных по диаметрам и длинам трубопроводов для наиболее распространенных типовых серий зданий, снабжаемых теплом от рассматриваемых ГТП. При этом определялись суммарные теплопотери для подающего и циркуляционного трубопроводов. Коэффициент теплопередачи для неизолированного трубопровода принимался равным $k = 10$ ккал/(ч·м²·°С). Средняя температура в подающей и обратной линиях принималась 55 °С, а температура окружающей среды 18 °С. При всех расчетах на неучтенные теплопотери принималась надбавка 20 %. Результаты расчетов теплопотерь $Q_п^{зд}$ в системе горячего водоснабжения типовых зданий, расположенных в зоне действия рассмотренных ГТП, приведены в *табл.* 7.4. В *таблице указаны также проектные значения* $(Q_г^м)_{зд}$. Относительные потери $Q_п^{зд}/(Q_г^м)_{зд}$ составляют, как видно из табл. 7.4, для большинства зданий 6—9 %. В проектах ГТП определены максимальные нагрузки горячего водоснабжения $Q_г^м$. Значения $Q_г^м$ ГТП меньше, чем сумма $(Q_г^м)_{зд}$, вследствие меньшего значения коэффициента одновременности теплопотребления. На рис. 7.5 представлена зависимость значения суммарных теплопотерь в системе горячего водоснабжения зданий, снабжаемых теплом от ГТП, от максимальной нагрузки горячего водоснабжения ГТП. Значения теплопотерь, как следует из рис. 7.5, могут быть выражены приближенной формулой

$$Q_п^{зд} = 0,0765\ Q_г^м. \qquad (7.1)$$

Потери теплоты в квартальной сети горячего водоснабжения также определялись на основании проектных данных с учетом типа прокладки (канальная, бесканальная, в технических подпольях зданий) и наличия изоляции. При всех расчетах на неучтенные потери теплоты также принималась надбавка 20 %.

На рис. 7.6 представлены расчетные значения теплопотерь в квартальных сетях горячего водоснабжения. Поскольку для рассматривавшихся ГТП плотность застройки микрорайонов была неодинаковой, длины сетей горячего водоснабжения различны для ГТП с одинаковой нагрузкой горячего водоснабжения. Поэтому, как видно из

Таблица 7.4. **Проектные значения максимальных нагрузок горячего водоснабжения**

Типовая серия зданий	Этажность	Расчетный (максимальный) расход теплоты на горячее водоснабжение на одну секцию $(Q_г^м)_{зд}$, кВт	Теплопотери в системе горячего водоснабжения зданий на одну секцию	
			кВт	% $(Q_г^м)_{зд}$
II-49	9	108,3	9,5	10,2
I-57	9	112,5	8,95	8,9
II-57	9	112,5	8,95	9,5
I-515	9	120,6	8,9	8,6
I-605	9	120,6	8,8	8,5
II-57	12	160,1	10,9	7,8
II-68	12	322,7	25,1	9,05
II-18	12	302,6	20,6	8,0
II-32	12	481,1	30,9	7,5
И-209	14	352,6	20,6	6,8
П-22	16	312,2	22,5	8,2
П-42	16	373,4	23,4	7,2
П-43	16	427,2	26,7	7,2
II-68	16	373,4	24,8	7,7
IИГ-601	16	596,4	25,4	7,8

рис. 7.6, имеет место разброс значений теплопотерь в сетях горячего водоснабжения микрорайонов.

Зависимость теплопотерь в квартальных сетях горячего водоснабжения от максимальной нагрузки горячего водоснабжения ГТП может быть выражена приближенной формулой

$$Q_{п}^{кв} = 0{,}017 Q_{г}^{м}. \qquad (7.2)$$

Таким образом, суммарные теплопотери в системе горячего водоснабжения ГТП могут быть определены по формуле

$$Q_{п} = Q_{п}^{зд} + Q_{п}^{кв} = 0{,}0935 Q_{г}^{м}. \qquad (7.3)$$

Приведенная формула была сопоставлена с результатами испытаний, проведенных на трех ГТП. Результаты сопоставления показывают, что отклонение значений $Q_{п}$, определенных по формуле (7.3), от опытных значений не превышают 11 %, что дает основание использовать эту формулу при выборе оборудования и расчете режимов работы тепловых подстанций.

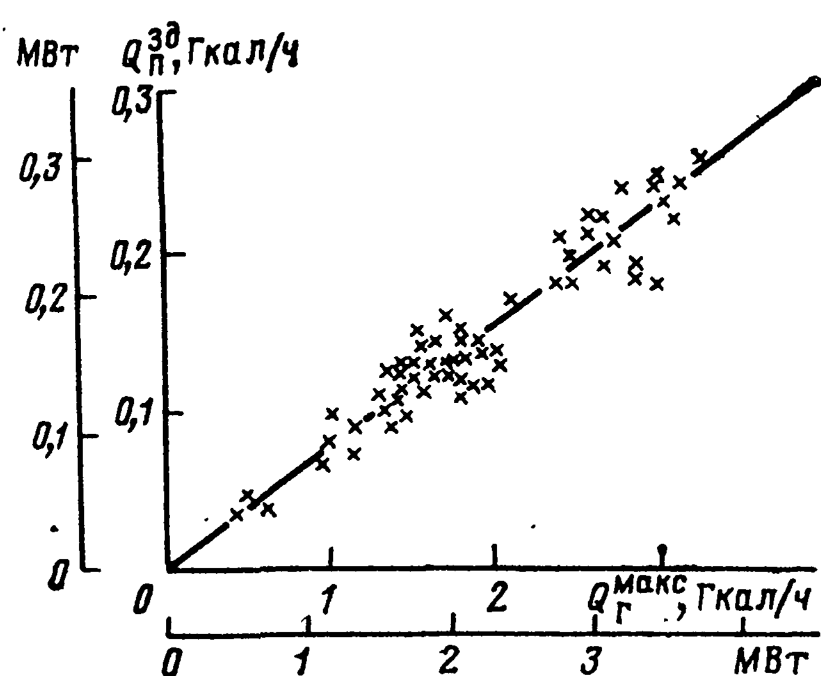


Рис. 7.5. Теплопотери в системах горячего водоснабжения зданий, присоединенных к ГТП

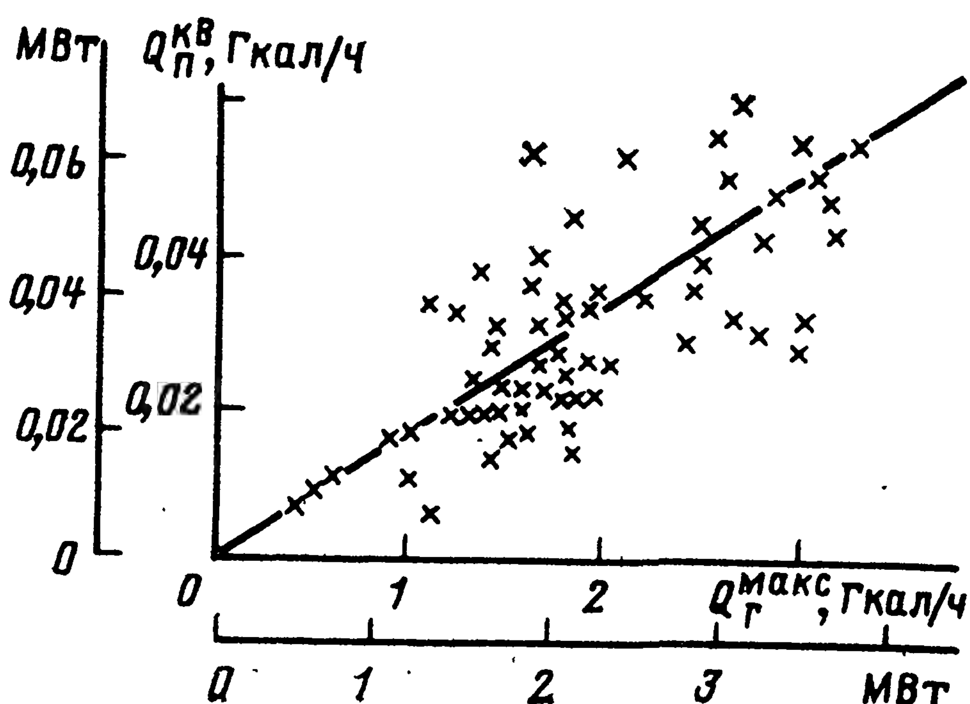


Рис. 7.6. Теплопотери в квартальной сети горячего водоснабжения от ГТП до зданий

С 1 января 1977 г. введены в действие новые СНиП II-34—76 «Горячее водоснабжение. Нормы проектирования». По методике расчета максимальной нагрузки горячего водоснабжения $Q_{г}^{м}$, приведенной в этих СНиП, значения $Q_{г}^{м}$ для одного и того же числа квартир превышают значения $Q_{г}^{м}$, определенные по ранее действовавшим СНиП, на 10—20 % (в зависимости от абсолютной величины $Q_{г}^{м}$). Поэтому при определении $Q_{г}^{м}$ по новым СНиП приведенные выше формулы примут следующий вид:

$$Q_{п}^{зд} \approx 0{,}0675 Q_{г}^{м}; \quad Q_{п}^{кв} \approx 0{,}015 Q_{г}^{м}; \quad Q_{п} \approx 0{,}0825 Q_{г}^{м}. \qquad (7.3а)$$

7.4. НАГРУЗКИ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ КРУПНЫХ ЖИЛЫХ РАЙОНОВ

Нагрузки горячего водоснабжения крупных жилых районов могут быть непосредственно определены по расходу подпиточной воды в источниках теплоты открытых систем теплоснабжения. Расход воды на горячее водоснабжение меньше расхода подпиточной воды на значение утечки воды через неплотности стационарного оборудования, тепловой сети и абонентских установок.

Рассмотрим графики нагрузки горячего водоснабжения района Ленинградской ТЭЦ № 5 с максимальной нагрузкой горячего водоснабжения 108 МВт (93 Гкал/ч). Количество проживающих в районе жителей, пользующихся горячим водоснабжением, 88 тыс. чел. Графики нагрузки горячего водоснабжения этого района за 1972 г. приведены в [22]. Нагрузки горячего водоснабжения в районе, питаемом от этой же ТЭЦ, по данным за 1978 г. были проанализированы Северо-Западным отделением института ВНИПИэнергопром (инж. А. А. Орлов). Характер суточных графиков остался практически неизменным, хотя абсолютные значения среднесуточных расходов подпиточной воды увеличились примерно на 20 %.

Удельные суточные расходы воды на горячее водоснабжение, средние за неделю, лежат в пределах 138—152 л/(чел·сут). Большие расходы относятся к предпраздничным

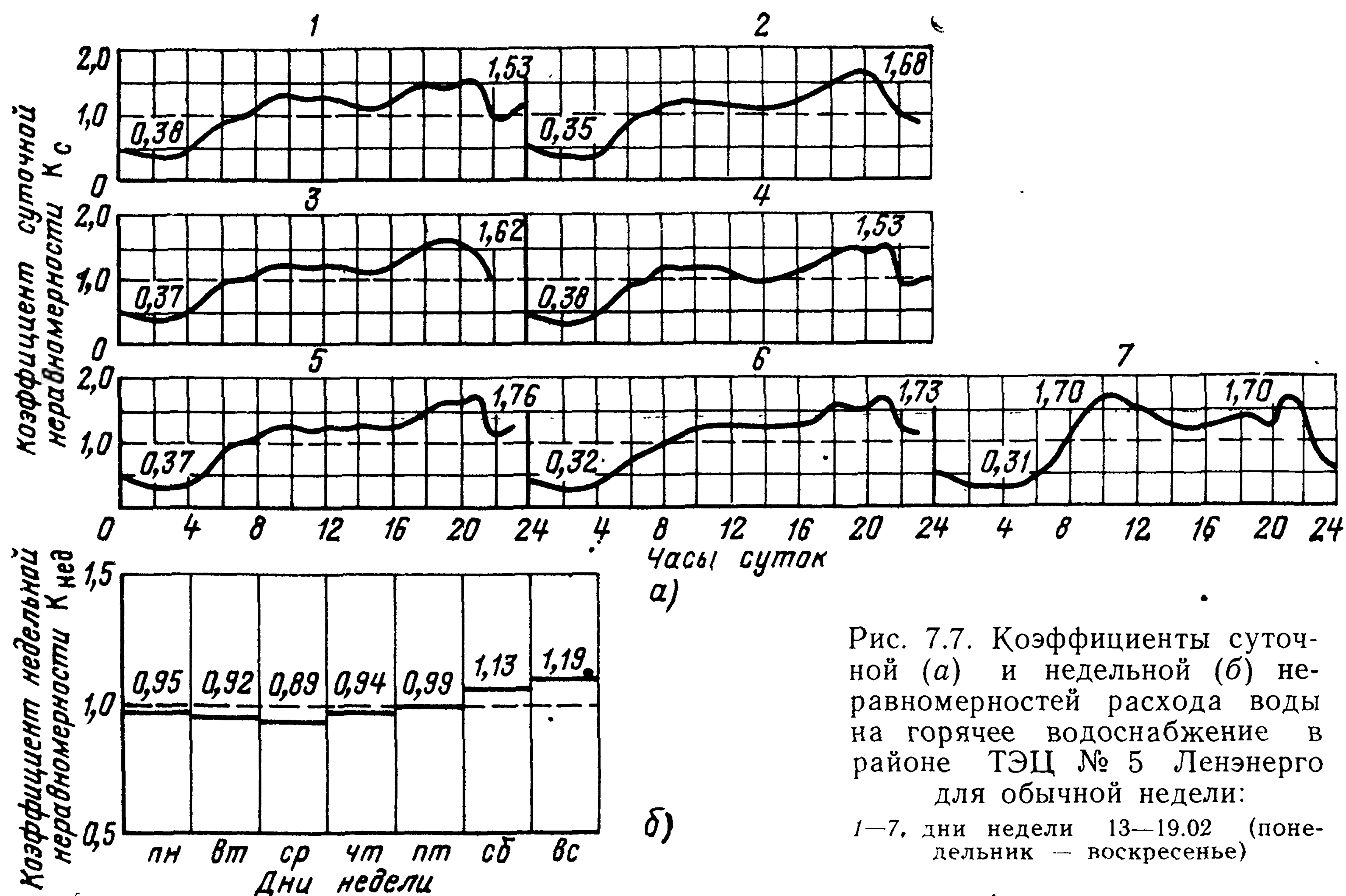


Рис. 7.7. Коэффициенты суточной (*а*) и недельной (*б*) неравномерностей расхода воды на горячее водоснабжение в районе ТЭЦ № 5 Ленэнерго для обычной недели:

1—7, дни недели 13—19.02 (понедельник — воскресенье)

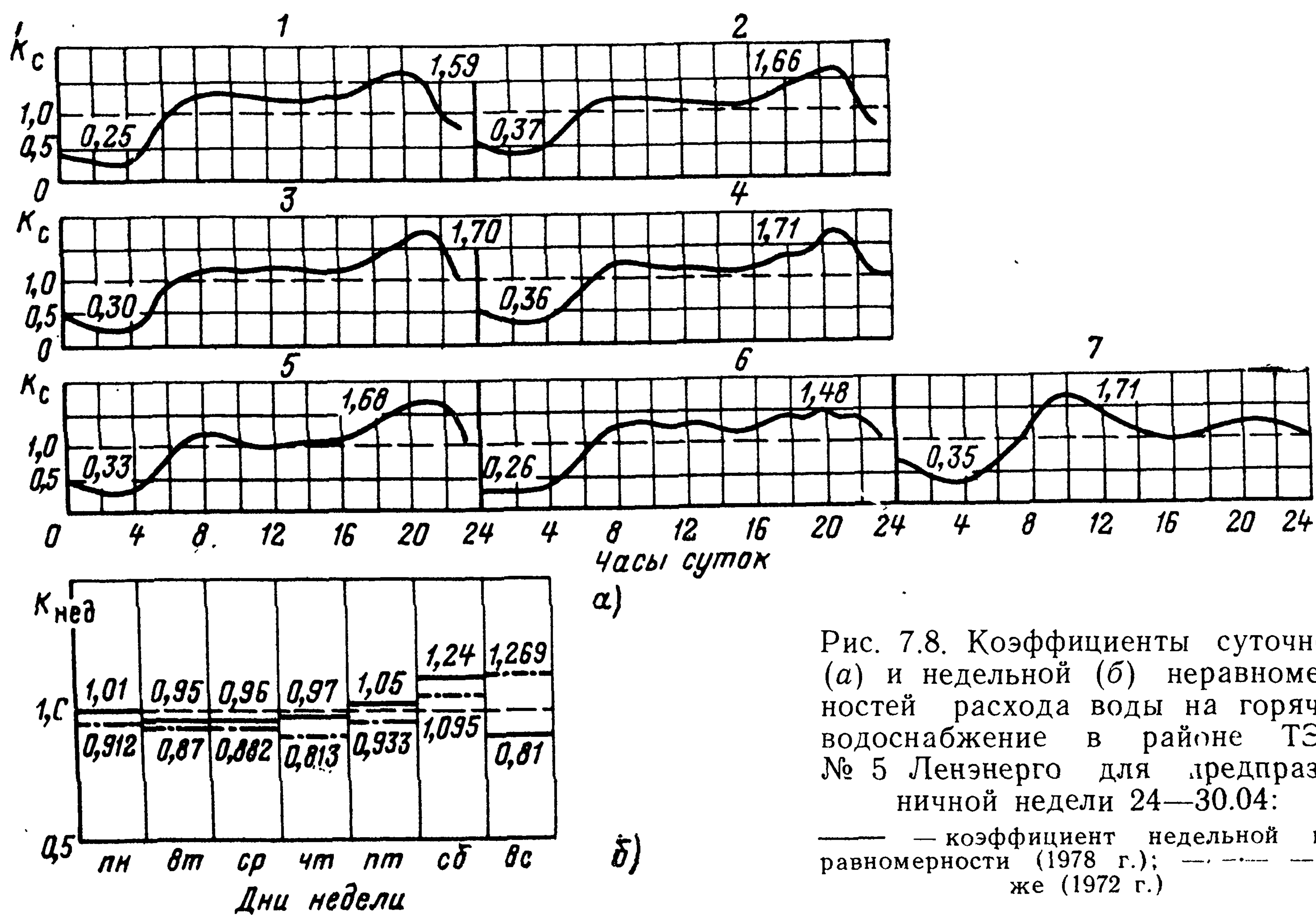


Рис. 7.8. Коэффициенты суточной (*а*) и недельной (*б*) неравномерностей расхода воды на горячее водоснабжение в районе ТЭЦ № 5 Ленэнерго для предпраздничной недели 24—30.04:

——— — коэффициент недельной неравномерности (1978 г.); — · — · — — то же (1972 г.)

неделям. Эти величины превышают нормативные значения. В неотопительный период эта величина снижается до 113 л в сутки на 1 чел. На расход воды на горячее водоснабжение оказывает значительное влияние большое число неработающих терморегуляторов горячего водоснабжения. У абонентов с неработающими терморегуляторами отбор воды на горячее водоснабжение осуществлялся целиком из подающей или целиком из обратной линии при температурах воды, отличающихся от расчетной 65 °С, при которой определены нормативные значения удельных расходов воды на горячее водоснабжение.

На рис. 7.7 представлены коэффициенты суточной и недельной неравномерности для обычной недели, а на рис. 7.8 — те же коэффициенты для предпраздничной (предмайской) недели. На этом же рисунке представлены коэффициенты недельной неравномерности для такой же недели 1972 г. [22]. Как видно из этого рисунка, нагрузка горячего водоснабжения в предпраздничные дни для разных лет может существенно колебаться в зависимости от переноса выходных дней в связи с праздниками.

Обращает на себя внимание значительный водоразбор в ночной период, составляющий 25—30 % среднесуточного значения.

Произведение коэффициентов суточной и недельной неравномерности представляет собой отношение максимального часового расхода за день недели к средненедельно-

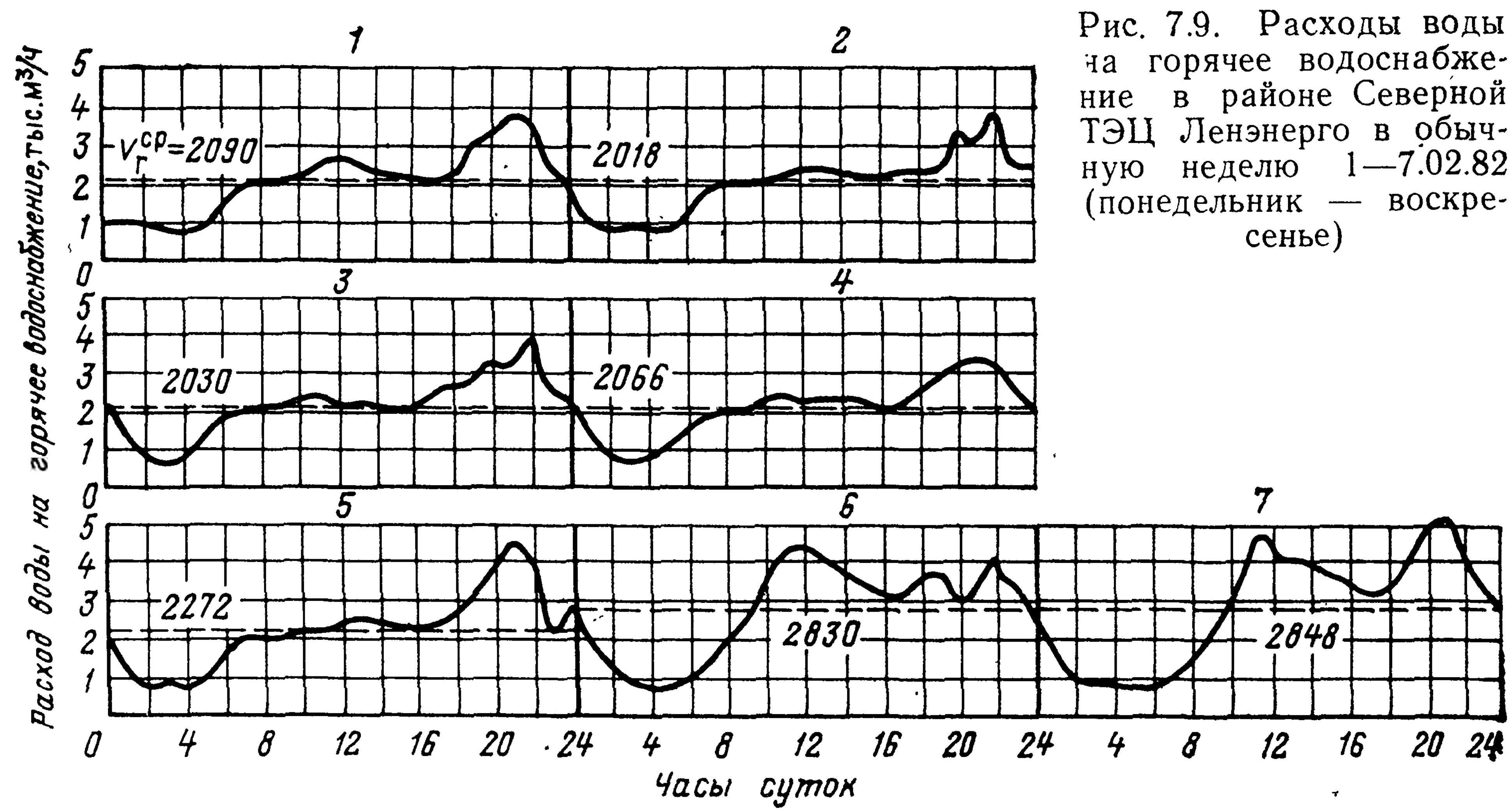


Рис. 7.9. Расходы воды на горячее водоснабжение в районе Северной ТЭЦ Ленэнерго в обычную неделю 1—7.02.82 (понедельник — воскресенье)

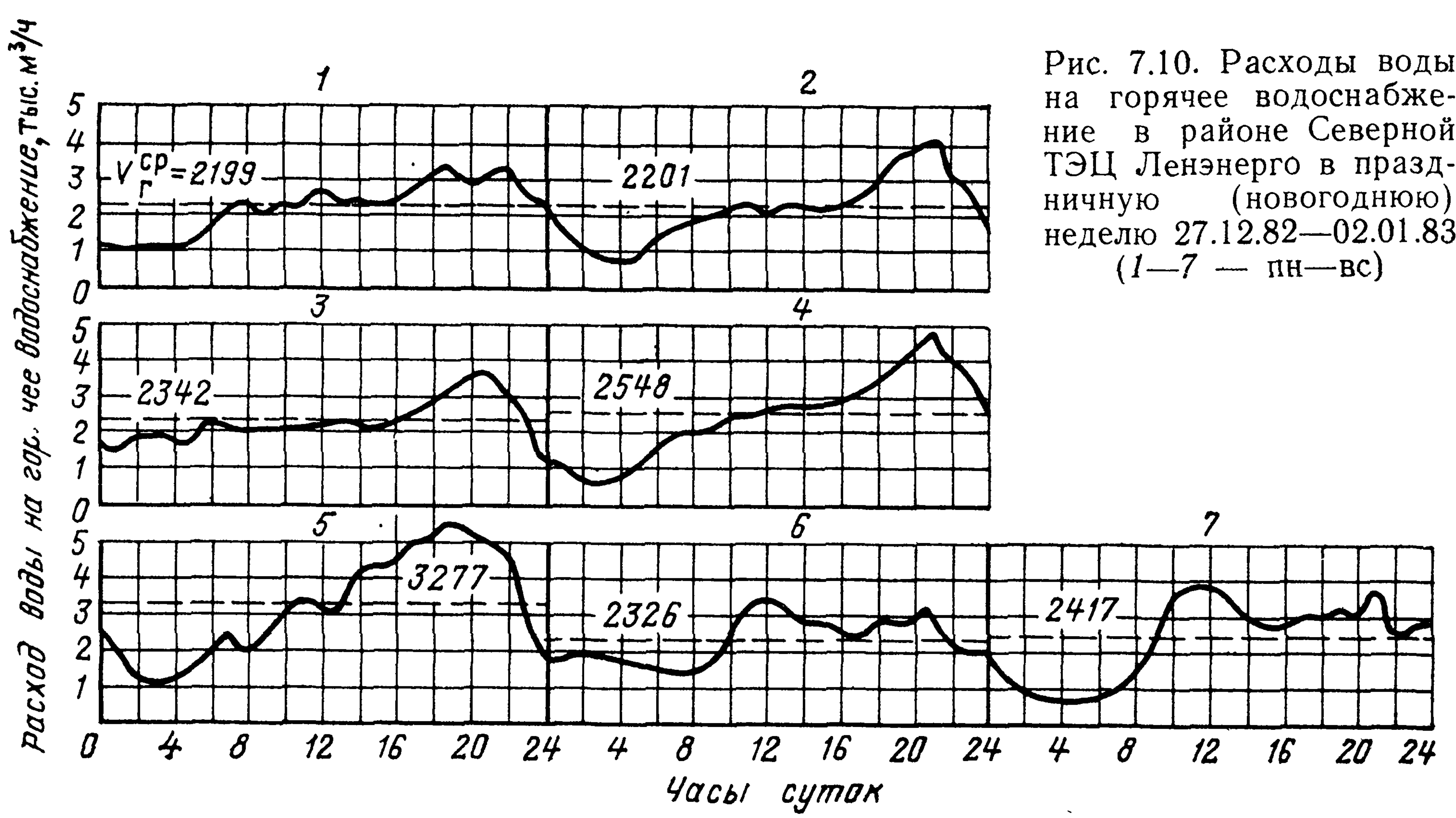


Рис. 7.10. Расходы воды на горячее водоснабжение в районе Северной ТЭЦ Ленэнерго в праздничную (новогоднюю) неделю 27.12.82—02.01.83 (*1*—*7* — пн—вс)

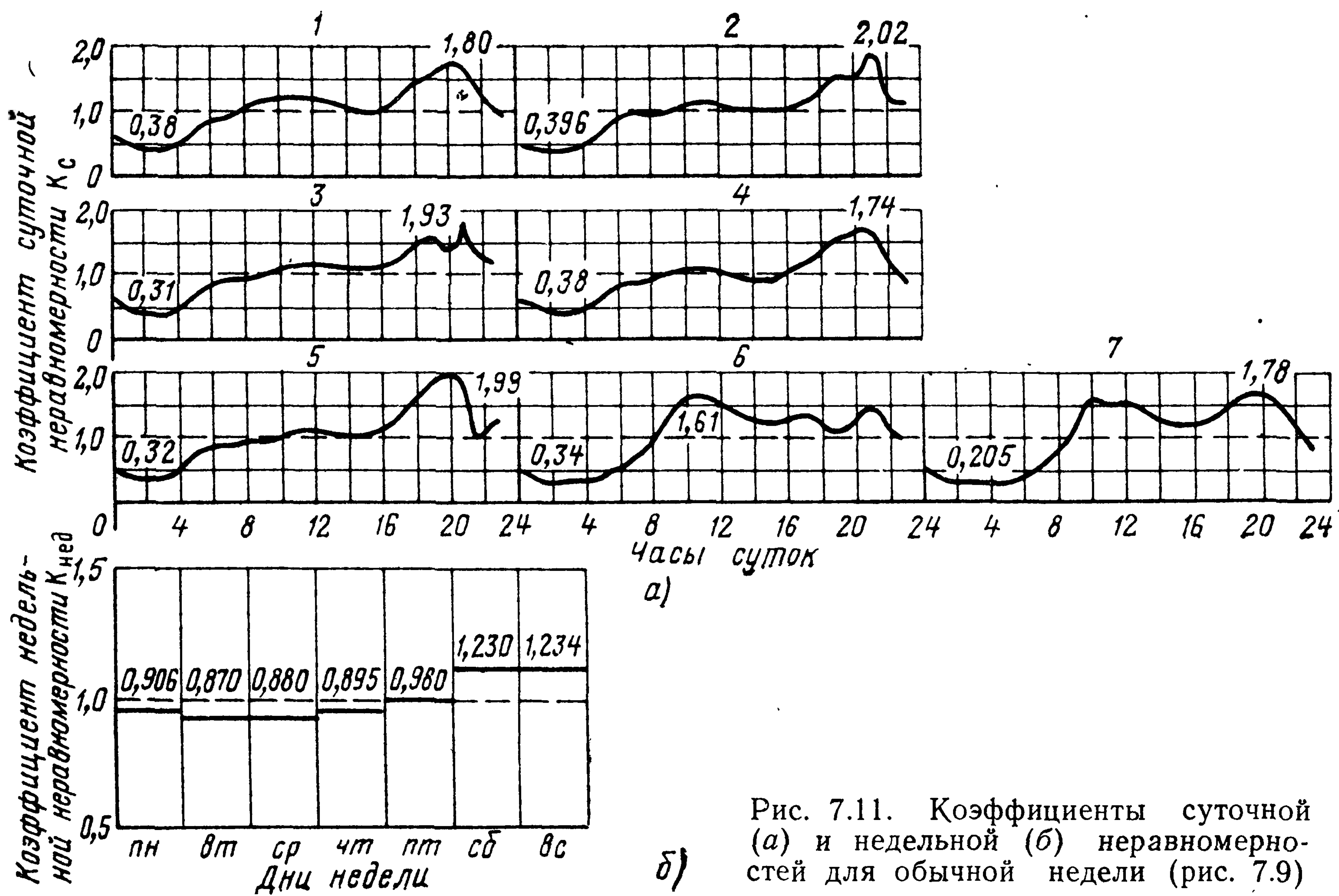


Рис. 7.11. Коэффициенты суточной (*а*) и недельной (*б*) неравномерностей для обычной недели (рис. 7.9)

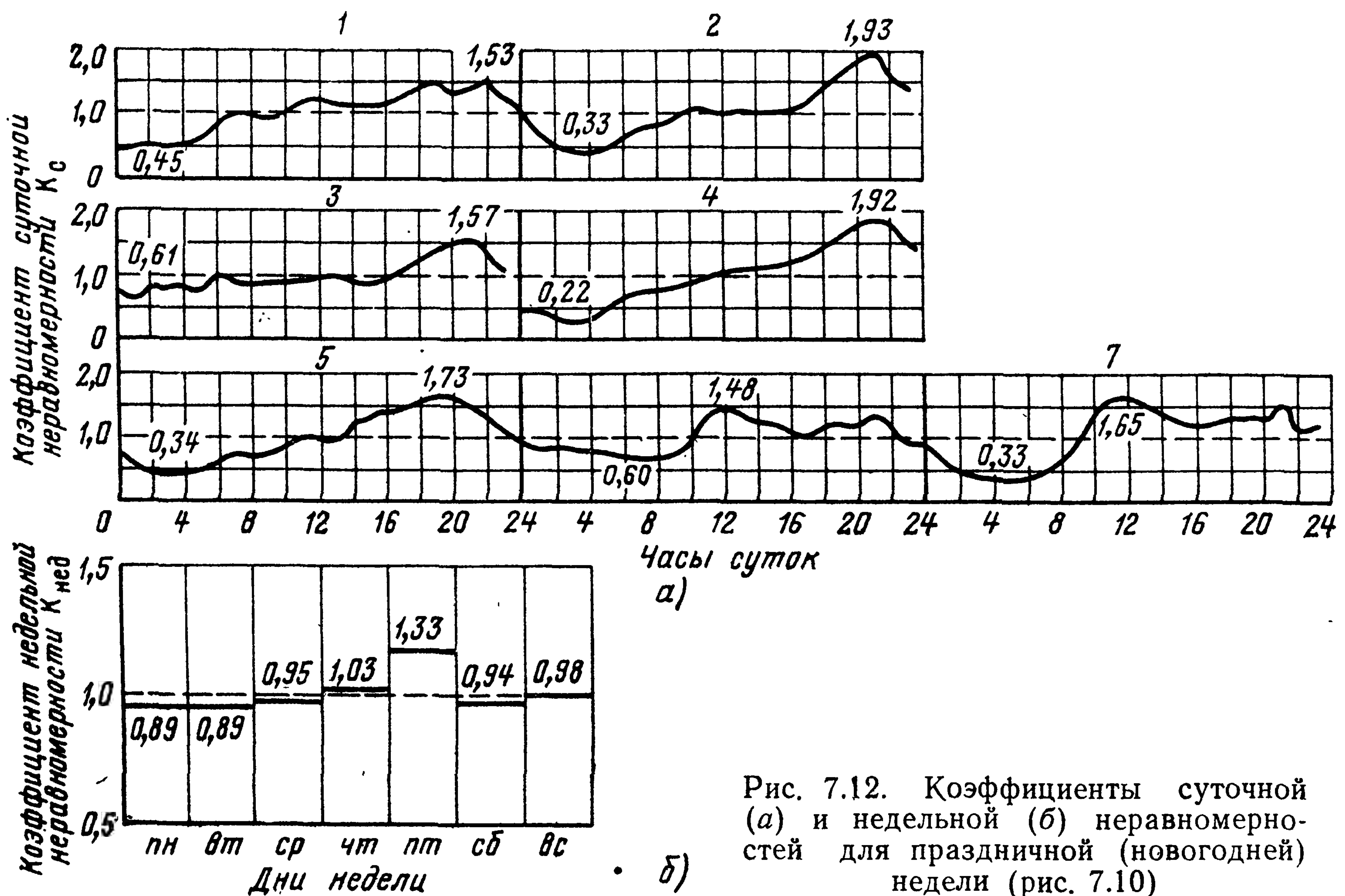


Рис. 7.12. Коэффициенты суточной (*а*) и недельной (*б*) неравномерностей для праздничной (новогодней) недели (рис. 7.10)

му. Максимальное значение этой величины для обычной недели имело место в воскресенье и составило 2,03, а для предпраздничной недели 1,85 в субботу 29 апреля.

Графики расхода воды на горячее водоснабжение для крупного района с населением свыше 400 тыс. чел., снабжаемого теплотой и горячей водой от Северной ТЭЦ Ленэнерго, для обычной и праздничной (новогодней) недель представлены на рис. 7.9 и 7.10, соответствующие этим неделям коэффициенты суточной и недельной неравномерности — на рис. 7.11 и 7.12.

Глава восьмая

ТЕПЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

8.1. УРАВНЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

Основными теплообменными аппаратами абонентских установок в системах теплоснабжения являются отопительные приборы, в которых теплообмен осуществляется при принудительном движении греющей воды и естественной конвекции нагреваемого воздуха, подогреватели горячего водоснабжения и отопления (при независимом присоединении отопительных установок), в которых имеет место теплообмен при принудительном противоточном движении нагреваемой и греющей жидкостей, и воздушные калориферы, в которых теплообмен осуществляется при принудительном перекрестном движении греющей воды и нагреваемого воздуха. Все эти теплообменные аппараты в эксплуатационных условиях работают при переменных расходах и температурах теплоносителей, зависящих от сезонных и суточных графиков тепловой нагрузки, а также от принятой системы регулирования отпуска теплоты. Температуры теплоносителей при установившемся режиме работы теплообменного аппарата в общем случае определяются из уравнений теплопередачи и теплового баланса

$$Q = kF\Delta t = W_{б}\,\delta t_{м} = W_{м}\,\delta t_{б}, \tag{8.1}$$

где Q — тепловая производительность теплообменника; F — поверхность теплообмена; Δt — средняя разность температур теплоносителей; k — коэффициент теплопередачи; $\Delta t_{б}$,$\Delta\, t_{м}$—бо́льшая и меньшая разности температур теплоносителей; $\delta t_{б}$, $\delta t_{м}$ — большее и меньшее значения нагрева теплоносителей; $W_{б}$, $W_{м}$ — большее и меньшее значения тепловых эквивалентов расходов теплоносителей: $W = Gc$, где G — массовый расход теплоносителя, c — его удельная теплоемкость.

Средняя разность температур Δt зависит от схемы движения теплоносителей в теплообменнике. Для ее вычисления обычно используют формулу среднелогарифмического температурного напора для противотока

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{б} - \Delta t_{м}}{2{,}3\lg\dfrac{\Delta t_{б}}{\Delta t_{м}}}, \tag{8.2а}$$

вводя в нее поправки на схему движения теплоносителей. Линейная зависимость, предложенная Е. Я. Соколовым [57, 61],

$$\Delta t = \nabla - a\delta t_{м} - b\delta t_{б}, \tag{8.2б}$$

где a, b — постоянные коэффициенты, зависящие от схемы движения теплоносителя в теплообменнике, значительно упрощает вычисление Δt.

При противоточном движении теплоносителей в водо-водяных подогревателях систем горячего водоснабжения и отопления значения коэффициен-

тов a и b составляют соответственно 0,35 и 0,65. Для определения параметров теплоносителей в нерасчетных условиях используется уравнение характеристики теплообменного аппарата

$$Q = \varepsilon W_м \nabla, \qquad (8.3)$$

где ∇ — максимальная разность температур теплоносителей (на входе их в аппарат);

Величина ε — безразмерная удельная тепловая нагрузка теплообменного аппарата. Она представляет собой отношение тепловой производительности данного аппарата к тепловой производительности противоточного аппарата с бесконечно большой поверхностью нагрева, работающего при тех же условиях на входе в аппарат.

Для всех схем движения теплоносителей из уравнений (8.1), (8.2б) и (8.3) величина ε определяется из выражения

$$\varepsilon = \frac{1}{a\dfrac{W_м}{W_б} + b + \dfrac{1}{\omega}} \leqslant \varepsilon_*, \qquad (8.4)$$

где $\omega = kF/W_м$ — режимный коэффициент; ε_* — безразмерная удельная тепловая нагрузка теплообменного аппарата с бесконечно большой поверхностью нагрева, определяемая из уравнений для ε, выведенных с использованием уравнения (8.2а).

Для отопительной системы со смешением на абонентском вводе, с учетом очень высокого значения эквивалента расхода воздуха по сравнению с эквивалентом расхода воды ($W_м/W_б = 0$) и при коэффициенте теплопередачи отопительных приборов, отнесенном к среднеарифметической разности температур ($a = b = 0{,}5$), уравнение (8.4) принимает вид

$$\varepsilon_о = \frac{1}{\dfrac{0{,}5 + u}{1 + u} + \dfrac{1}{\omega_о}} \leqslant 1, \qquad (8.5)$$

где u — коэффициент смешения; $\omega_о = k_оF/W_о$ — режимный коэффициент отопительной установки; $k_о$ — коэффициент теплопередачи отопительных приборов; $W_о$ — эквивалент расхода воды, поступающей в смесительное устройство из тепловой сети.

Для облегчения пользования уравнением характеристики входящее в него значение kF заменяется равнозначным выражением.

Для водо-водяных подогревателей

$$kF = \Phi \sqrt{W_б W_м}, \qquad (8.6а)$$

где Φ — параметр подогревателя — величина, принимаемая в первом приближении постоянной.

Для воздушных калориферов с водяным обогревом при турбулентном движении обоих теплоносителей

$$kF = \Phi W_п^{m_1} W_в^{m_2}, \qquad (8.7)$$

где $W_п$ и $W_в$ — водяные эквиваленты первичного (воды) и вторичного (воздуха) теплоносителей;

$$m_1 = 0{,}12 \div 0{,}20,$$
$$m_2 = 0{,}33 \div 0{,}50.$$

Для радиаторных систем отопления

$$kF = \Phi_о \overline{Q}_о^{0{,}2}, \qquad (8.8)$$

где $\overline{Q}_о = Q_о/Q'_о$ — относительный расход теплоты на отопление; $Q'_о$ — расчетный расход теплоты в системе отопления; $\Phi_о$ — параметр отопительной системы: $\Phi_о = Q'_0/\Delta t'$, где $\Delta t' = \frac{\tau'_{03}+\tau'_{02}}{2} - t'_в$ — разность между средней температурой греющей воды в отопительном приборе и температурой внутреннего воздуха при расчетном режиме, τ'_{03} и τ'_{02} — расчетные температуры воды соответственно на входе в отопительные приборы и на выходе из них; обычно $\tau'_{03} = 95$ °С; $\tau'_{02} = 70$ °С; $t'_в = 18$ °С; $\Delta t = 64{,}5$ °С. При этом параметр отопительной системы с расчетной тепловой нагрузкой $Q'_о = 1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч) $\Phi_о = 18$ кВт/К [15 500 ккал/(ч·°С)].

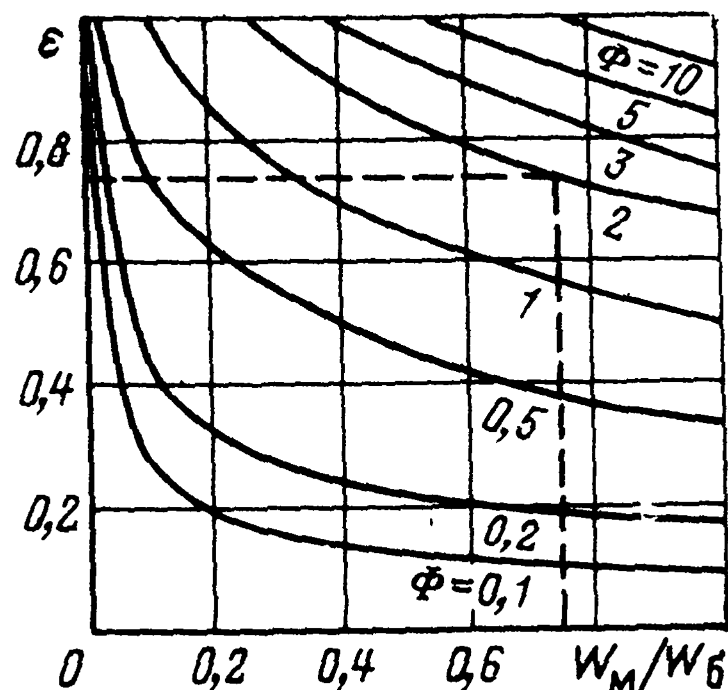


Рис. 8.1. Безразмерная удельная тепловая нагрузка противоточных водо-водяных подогревателей

С учетом приведенных значений kF уравнение (8.4) принимает вид: для водо-водяных подогревателей

$$\varepsilon = \frac{Q}{\nabla W_м} = \frac{1}{0{,}35\frac{W_м}{W_б} + 0{,}65 + \frac{1}{\Phi}\sqrt{W_м/W_б}} \leqslant 1. \tag{8.9}$$

На рис. 8.1 представлена зависимость ε от $W_м/W_б$ при различных значениях Φ по уравнению (8.9);

для воздушных калориферов с водяным обогревом

$$\varepsilon = \frac{Q}{\nabla W_м} = \frac{1}{a\frac{W_м}{W_б} + b + \frac{1}{\Phi}\frac{W_м}{W_п^{m_1} W_в^{m_2}}} \leqslant 1. \tag{8.10}$$

Для радиаторных систем отопления уравнение (8.5) принимает вид

$$\varepsilon_о = \frac{Q_о}{\nabla W_о} = \frac{1}{\frac{0{,}5+u}{1+u} + \frac{1}{\omega}} \leqslant 1, \tag{8.11}$$

где

$$\omega = \Phi_о\frac{\overline{Q}_о^{0,2}}{W_о} = \frac{Q'_о}{\Delta t'}\frac{\overline{Q}_о^{0,2}}{W_о}. \tag{8.12}$$

На рис. 8.2 представлена зависимость $\varepsilon_о$ от ω при различных значениях u по уравнению (8.11).

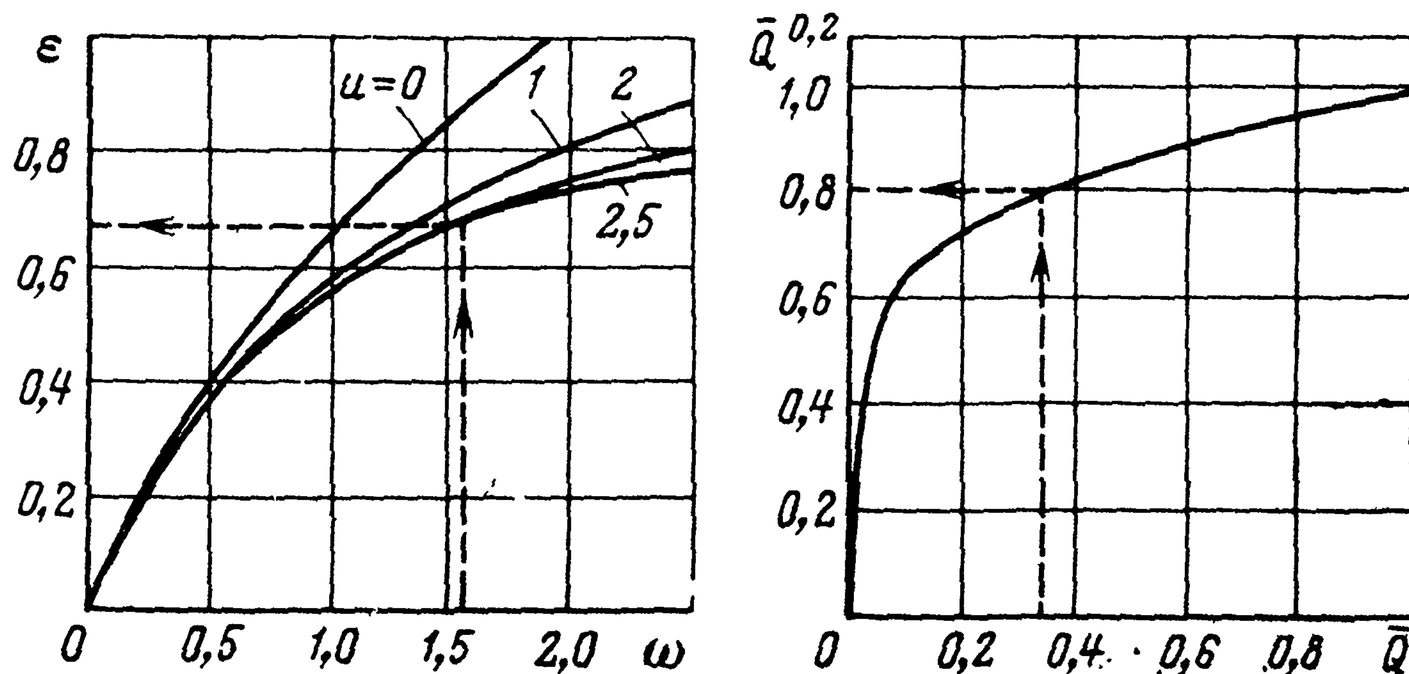


Рис. 8.2. Безразмерная удельная тепловая нагрузка отопительных установок (а); график функции $\overline{Q}_о^{0,2}$ (б)

Если среднюю разность температур Δt в уравнении (8.1) определять не по упрощенной линейной зависимости (8.2б), а по точному экспоненциальному выражению (8.2а), то величина ε для противоточного водо-водяного теплообменника выражается следующей формулой:

$$\varepsilon \quad \frac{Q}{\nabla W_м} \cdot \frac{1-\exp\left[-\frac{kF}{W_м}\left(1-\frac{W_м}{W_б}\right)\right]}{1-\frac{W_м}{W_б}\exp\left[-\frac{kF}{W_м}\left(1-\frac{W_м}{W_б}\right)\right]} \leqslant 1, \tag{8.9а}$$

где k — текущее значение коэффициента теплопередачи.

Как показало специально проведенное исследование [57], упрощенное выражение ε по формуле (8.9) имеет точность, вполне достаточную для практических расчетов.

8.2. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СЕКЦИОННЫХ ВОДО-ВОДЯНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

При использовании уравнения (8.9) предполагается стабильность для данного подогревателя значения его параметра Φ, выраженного формулой (8.6):

$$\Phi = \frac{kF}{\sqrt{W_б W_м}}. \tag{8.6б}$$

Рассмотрим факторы, от которых зависят параметр подогревателя, пределы его изменения и ошибка в определении тепловой производительности подогревателя, если принимать Φ неизменным [15]. Для этого преобразуем (8.6б), выразив входящие в него величины следующим образом.

Коэффициент теплопередачи. Благодаря большой теплопроводности латуни, из которой, как правило, изготовлены трубки теплообменника, термическим сопротивлением стенки трубки в первом приближении можно пренебречь. При этом

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{мт}} + \frac{1}{\alpha_т}}. \tag{8.13}$$

Коэффициенты теплоотдачи со стороны межтрубного пространства $\alpha_{мт}$ и со стороны трубок $\alpha_т$, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$, при турбулентном режиме

$$\alpha_{мт} = A_{мт}\frac{w_{мт}^{0,8}}{d_э^{0,2}}; \quad \alpha_т = A_т \frac{w_т^{0,8}}{d_в^{0,2}}, \tag{8.14}$$

где $w_{мт}$, $w_т$ — скорости воды в межтрубном пространстве и в трубках, м/с; $d_э$, $d_в$ — эквивалентный диаметр межтрубного пространства и внутренний диаметр трубок, м:

$$d_э = \frac{D_в^2 - nd_н^2}{D_в + nd_н}, \tag{8.15}$$

где $D_в$, $d_н$ — соответственно внутренний диаметр корпуса подогревателя и наружный диаметр трубок, м; n — число трубок; A — коэффициент, зависящий от средней температуры воды в межтрубном пространстве $t_{мт}^{ср}$ или в трубках $t_т^{ср}$:

$$A = 1410 + 21t^{ср} - 0,044\,(t^{ср})^2. \tag{8.16}$$

Коэффициент теплоотдачи со стороны межтрубного пространства $\alpha_{мт}$ в связи с дополнительной турбулизацией потока при поперечном обтекании трубок определялся по формуле (8.14) независимо от числа Re.

Коэффициент теплоотдачи с внутренней стороны трубок Вт/(м^2·К)при переходном режиме ($2300 < \mathrm{Re} < 10\,000$) может быть определен по основанной на критериальном уравнении М. А. Михеева приближенной формуле

$$\alpha_т = B\,\mathrm{Re}_т \cdot 10^{-3}, \qquad (8.17)$$

где

$$B - 366 - 2{,}22 t_т^{ср} + 0{,}0061 \left(t_т^{ср}\right)^2. \qquad (8.18)$$

Переходный режим в трубках имеет место при скоростях воды ниже указанных:

Средняя температура воды в трубках $t_т$, °С	20	30	40	50	60	70	80
Скорость воды в трубках $w_т$, м/с	0,725	0,570	0,470	0,400	0,340	0,300	0,260

Скорости воды в трубках, меньшие 0,1 м/с, соответствующие ламинарному режиму течения, практически встречаются редко. В описанных ниже опытах они не имели места, поэтому ламинарный режим течения воды в трубках подогревателя не рассматривался.

Эквиваленты расходов теплоносителей, Вт/К,

$$W = Gc = \rho f w c, \qquad (8.19)$$

где ρ — плотность воды, кг/м^3; c — теплоемкость воды, c = 4190 Дж/(кг·К); f — площадь проходного сечения, м^2.

Поверхность подогревателя, м^2,

$$F = \pi d_{ср}\, nl = \pi\mu d_в\, nl, \qquad (8.20)$$

где $\mu = d_{ср}/d_в$. При среднем диаметре трубок 15 мм и внутреннем диаметре 14 мм μ = 1,07; n — число трубок; l — суммарная длина всех секций подогревателя, м.

С учетом приведенных значений величин, входящих в формулу (8.6б), выражение для удельного параметра подогревателя $\Phi_у$, 1/м, т. е. параметра, отнесенного к 1 м его длины, имеет следующий вид:

при переходном режиме течения воды в трубках подогревателя

$$\Phi_у = \frac{\Phi}{l} = \frac{C}{\left(\frac{f_{мт}}{f_т}\right)^{0,5}\left[d_э^{0,2}\frac{w_{мт}^{0,2}}{A_{мт}}\left(\frac{w_т}{w_{мт}}\right)^{0,5} + \frac{\nu_т \cdot 10^3}{B d_в}\left(\frac{w_{мт}}{w_т}\right)^{0,5}\right]}, \qquad (8.21а)$$

при турбулентном течении воды в трубках

$$\Phi_у = \frac{\Phi}{l} = \frac{C}{\left(\frac{f_{мт}}{f_т}\right)^{0,5} d_в^{0,2}\frac{w_{мт}^{0,2}}{A_т}\left[\frac{A_т}{A_{мт}}\left(\frac{d_э}{d_в}\right)^{0,2}\left(\frac{w_т}{w_{мт}}\right)^{0,5} + \left(\frac{w_{мт}}{w_т}\right)^{0,3}\right]}, \qquad (8.22а)$$

где

$$C = \frac{4\mu}{d_в (c_{мт}\, c_т\, \rho_{мт}\, \rho_т)^{0,5}}; \qquad (8.23)$$

$c_м$, $\rho_{мт}$ и $c_т$, $\rho_т$ — соответственно теплоемкость и плотность теплоносителя в межтрубном пространстве и в трубках, Дж/(кг·К) и кг/м^3; ν — кинематическая вязкость воды, м^2/с.

Из анализа этих выражений можно установить влияние конструктивных и режимных факторов на удельный параметр подогревателя.

Удельный параметр подогревателя с чистыми трубками не зависит от его абсолютных размеров, а определяется в основном лишь отношением сечения межтрубного пространства к сечению трубок ($f_{мт}/f_т$). Эта величина, как видно из табл. 2.8, находится в довольно узком интервале $f_{мт}/f_т = 2,14 \div 1,7$. Поэтому для всех типоразмеров подогревателей значения $\Phi_у$ (при одних и тех же скоростях и средних температурах теплоносителей) должны быть примерно одинаковыми.

Для оценки влияния скоростей на $\Phi_у$ были произведены расчеты значений удельного параметра при скоростях обоих теплоносителей от 0,1 до 2,0 м/с. Расчеты производились при следующих исходных данных: $d_в = 0,014$ м; $c_{мт} = c_т = 4190$ Дж/(кг·К); средние температуры теплоноси-

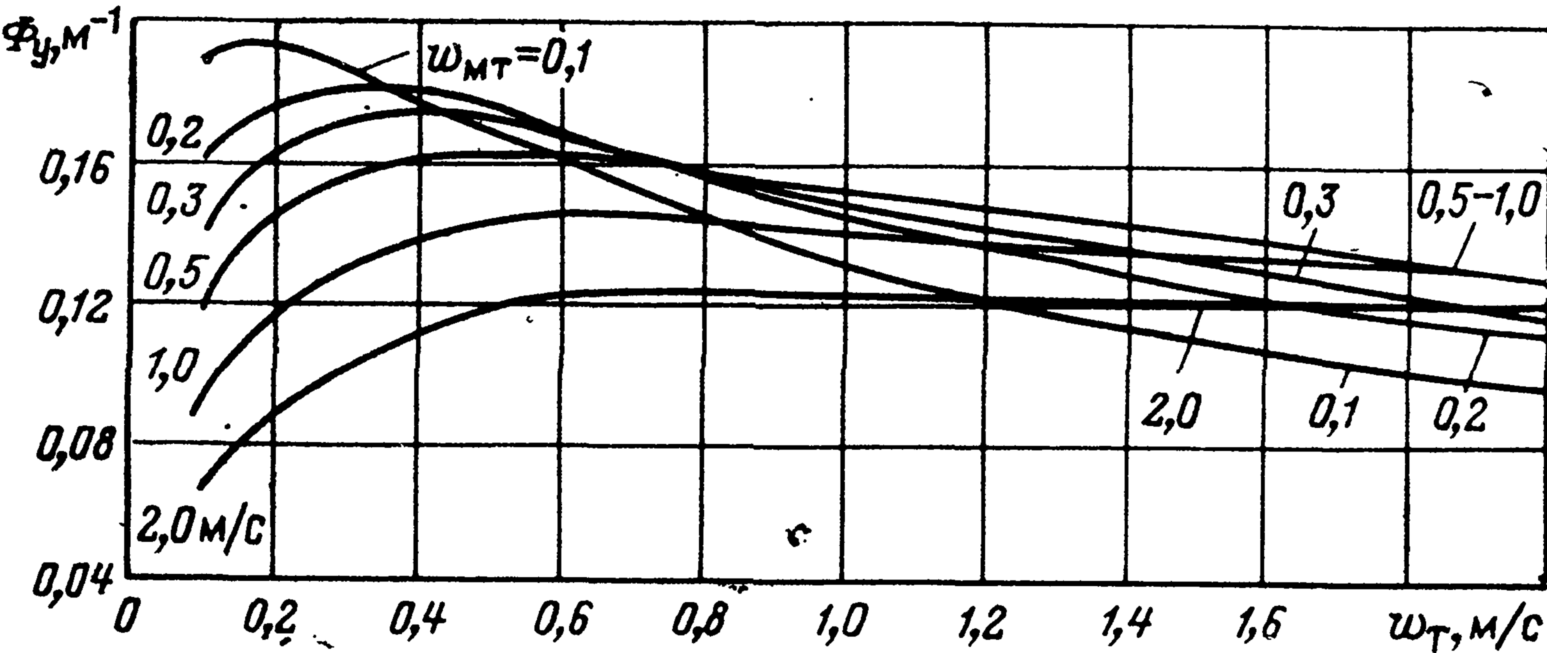


Рис. 8.3. Расчетные значения удельного параметра подогревателя при различных скоростях воды в трубках $w_т$ (нагреваемая вода, $t_т^{ср} = 30$ °С) и межтрубном пространстве $w_{мт}$ (греющая вода, $t_{мт}^{ср} = 60$ °С): $f_{мт}/f_т = 1,7$; $d_{мт}^{экв}/d_т = 19,6/14 = 1,4$

телей $t_{мт}^{ср} = 60$ °С; $t_т^{ср} = 30$ °С; $\rho_{мт} = 983,2$ кг/м^3; $\rho_т = 995,7$ кг/м^3; $f_{мт}/f_т = 1,7$; $d_э/d_в = 1,4$. При этом формулы (8.21а) и (8.22а) имели следующий вид:

$$\Phi_у = \frac{0,298}{0,96 w_{мт}^{0,2} (w_т/w_{мт})^{0,5} + (w_{мт} w_т)^{0,5}}, \qquad (8.21б)$$

$$\Phi_у = \frac{0,264}{w_{мт}^{0,2} [0,856 (w_т w_{мт})^{0,5} + (w_{мт}/w_т)^{0,3}]}. \qquad (8.22б)$$

Результаты расчетов, представленные на рис. 8.3, показывают, что величина $\Phi_у$ сохраняется достаточно стабильной, равной при $t_{мт}^{ср} = 60$ °С и $t_т^{ср} = 30$ °С примерно 0,13 1/м при скоростях обоих теплоносителей, превышающих 0,7 м/с. При меньших значениях одной из скоростей имеет место бóльшая зависимость $\Phi_у$ от скоростей обоих теплоносителей.

Проведенный анализ показал [15], что расчетные характеристики $\varepsilon = f(W_м/W_б)$ практически не зависят от того, расход какого из теплоносителей больше или меньше. Влияние температур теплоносителей на $\Phi_у$ выражается в значениях коэффициентов $A_т$ и $A_{мт}$, в формуле (8.22а) и $A_{мт}$ и B в формуле (8.21а).

Для количественной оценки этого влияния были произведены расчеты значений $\Phi_у = f(w_т)$ для подогревателя с двумя секциями при скорости воды в межтрубном пространстве $w_{мт} = 1$ м/с и скоростях воды в трубках $w_т = 0,1 \div 2,0$ м/с. В одном случае принималась неизменной средняя температура воды в межтрубном пространстве $t_{мт}^{ср} = 80$ °С, а средние температу-

ры воды в трубках принимались различными: $t_т^{ср} = 20;\ 30;\ 40;\ 50$ °C (рис. 8.4, *а*). В другом случае принималась неизменной, равной $t_т^{ср} = 30$ °C, температура воды в трубках, а средние температуры в межтрубном пространстве принимались различными: $t_{мт}^{ср} = 40;\ 60;\ 80;\ 100$ °C (рис. 8.4, *б*). Исходя из расчетных значений $\Phi_у$, представленных на рис. 8.4, установлена зависимость $\Phi_у$, 1/м, от средних температур обоих теплоносителей:

$$\Phi_у = \Phi_у^0 (1 + 0{,}003 t_{мт}^{ср}) (1 + 0{,}008 t_т^{ср}), \qquad (8.24)$$

где $\Phi_у^0$ — удельный параметр подогревателя при температурах обоих теплоносителей, равных 0 °C.

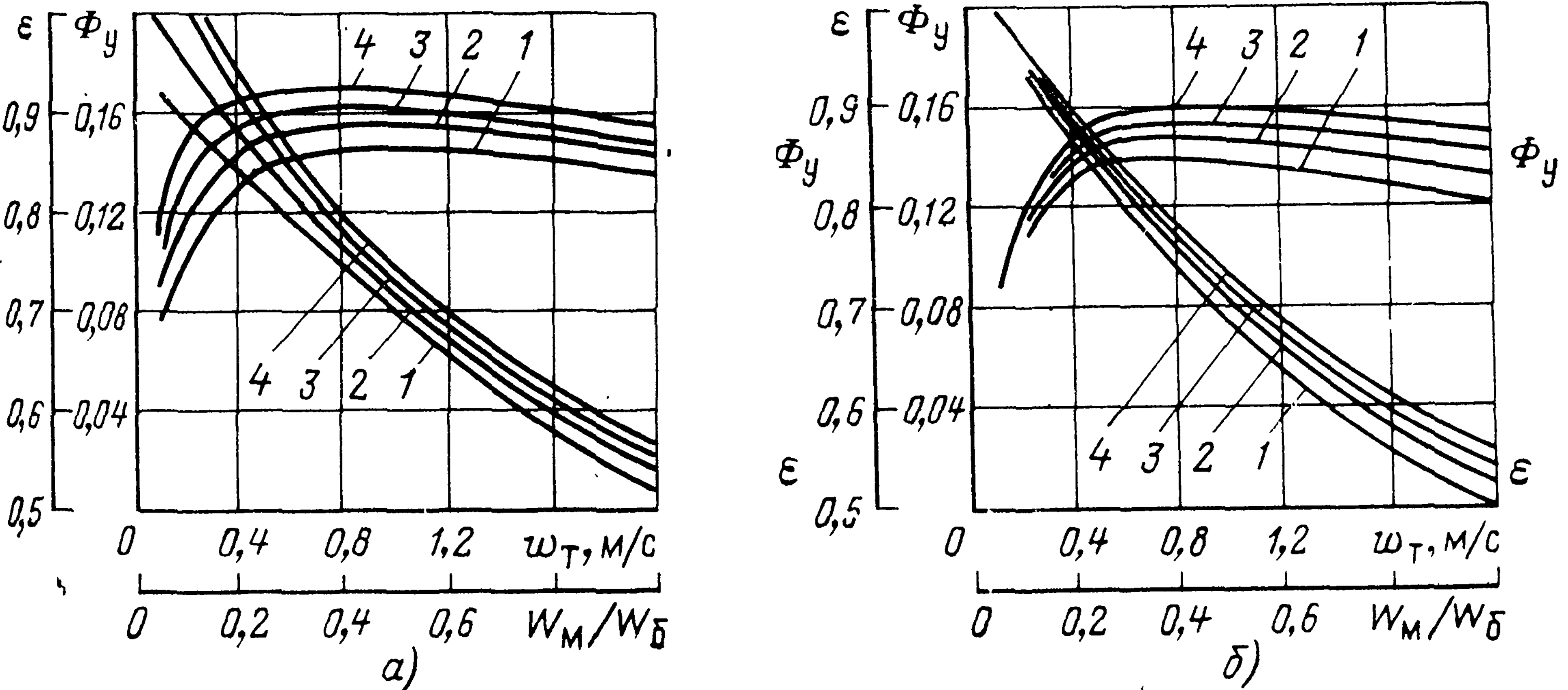


Рис. 8.4. Влияние температуры теплоносителей на удельный параметр подогревателя $\Phi_у$ и его безразмерную удельную тепловую нагрузку ε:

а — $t_{мт}^{ср} = 80$ °C = const;

№ кривой	1	2	3	4
$t_т^{ср}$, °C	20	30	40	50

б — $t_т^{ср} = 30$ °C = const;

№ кривой	1	2	3	4
$t_{мт}^{ср}$, °C	40	60	80	100

——— — $W_м/W_б = W_т/W_{мт}$; - - - $W_м/W_б = W_{мт}/W_т$

При скоростях обоих теплоносителей $w_{мт} = w_т = 1$ м/с значение $\Phi_у^0 = 0{,}1$ 1/м и выражение для $\Phi_у$, 1/м, принимает вид

$$\Phi_у = 0{,}1 (1 + 0{,}003 t_{мт}^{ср}) (1 + 0{,}008 t_т^{ср}).$$

Зависимость ε от $W_м/W_б$ при различных температурах теплоносителей также представлена на рис. 8.4.

Выше рассматривалось изолированное влияние на удельный параметр подогревателя скоростей обоих теплоносителей и их температур. В действительности при изменении расходов теплоносителей одновременно изменяются и их средние температуры. Для оценки фактических значений удельного параметра при нерасчетных режимах работы подогревателей были обработаны результаты проведенных ранее во ВТИ тепловых испытаний секционных водо-водяных подогревателей [49]. Эти испытания проводились в связи с усовершенствованием конструкции подогревателей и охватывали подогреватели с диаметром корпуса от 100 до 300 мм, т. е. практически все наиболее распространенные типоразмеры. Испытывались новые подогреватели с чистыми трубками с числом секций от одной до пяти при длине секции 4 м.

Греющая вода протекала в межтрубном пространстве, а нагреваемая (водопроводная) — в трубках.

Скорости греющей воды в опытах составляли от 0,1 до 1,6 м/с. Температура греющей воды на входе в подогреватель в большинстве опытов составляла 100 °С, в отдельных опытах 70 °С.

Скорости нагреваемой воды в опытах составляли от 0,2 м/с до 1,75 м/с, а ее температуры на входе в подогреватель 3—20 °С. В отдельных опытах эти температуры составляли 35—60 °С.

По результатам испытаний были определены значения удельного параметра подогревателя $\Phi_у$ и его безразмерной удельной тепловой нагрузки ε. Величина $\Phi_у$ определялась по формуле

$$\Phi_у = \frac{k_ф F}{l\sqrt{W_{мт} W_т}}, \tag{8.25}$$

где $k_ф$ — полученное из опытов значение коэффициента теплопередачи; F — поверхность подогревателя; l — суммарная длина всех секций подогревателя; $W_{мт}$ и $W_т$ — эквиваленты расходов теплоносителей, протекающих в межтрубном пространстве (греющая вода) и в трубках (нагреваемая вода).

Величина ε определялась из опытов по формуле

$$\varepsilon = Q/\nabla W_м, \tag{8.26}$$

где Q — тепловая нагрузка подогревателя. Из опытов определялись два значения Q (по греющей и нагреваемой воде),отличавшиеся между собой не более чем на 5 % при испытаниях на стенде ВТИ и на 10 % при испытаниях на тепловой подстанции. При определении ε принималось среднее значение Q.

Опытные значения ε сопоставлялись с расчетной характеристикой по формуле (8.9), в которой $\Phi = \Phi_у^{ср} l$ — среднее из опытов значение параметра подогревателя.

Для каждого подогревателя были построены следующие графики, имеющие вид, изображенный на рис. 8.5: значения коэффициентов теплопередачи и удельного параметра подогревателя при скоростях греющей и нагреваемой воды, имевших место при проведении опытов; зависимости удельного параметра подогревателя $\Phi_у$ от скорости воды в трубках $w_т$ при различных скоростях воды в межтрубном пространстве $w_{мт}$. На этих же графиках нанесены расчетные значения $\Phi_у$, построенные по формулам (8.22а) и (8.21а) для минимального и максимального значений $w_{мт}$, средних опытных значений $t_{мт}^{ср}$ и $t_т^{ср}$ и фактических значений геометрических размеров испытывавшегося подогревателя; зависимость безразмерной удельной тепловой нагрузки подогревателя ε от отношения эквивалентов расходов обоих теплоносителей. На этом же графике нанесены расчетные характеристики $\varepsilon = f(W_м/W_б)$ при минимальном и максимальном $\Phi_у$, имевших место в опытах, а также при среднем значении $\Phi_у$, при котором расчетная характеристика наиболее близка к результатам опытов.

По средним опытным значениям $\Phi_у$, а также температур греющей и нагреваемой воды $t_{мт}^{ср}$ и $t_т^{ср}$ определялся удельный параметр, приведенный к температурам обоих теплоносителей, равным 0 °С, по формуле

$$\Phi_у^0 = \frac{\Phi_у}{\left(1+0{,}003 t_{мт}^{ср}\right)\left(1+0{,}008 t_т^{ср}\right)}. \tag{8.27}$$

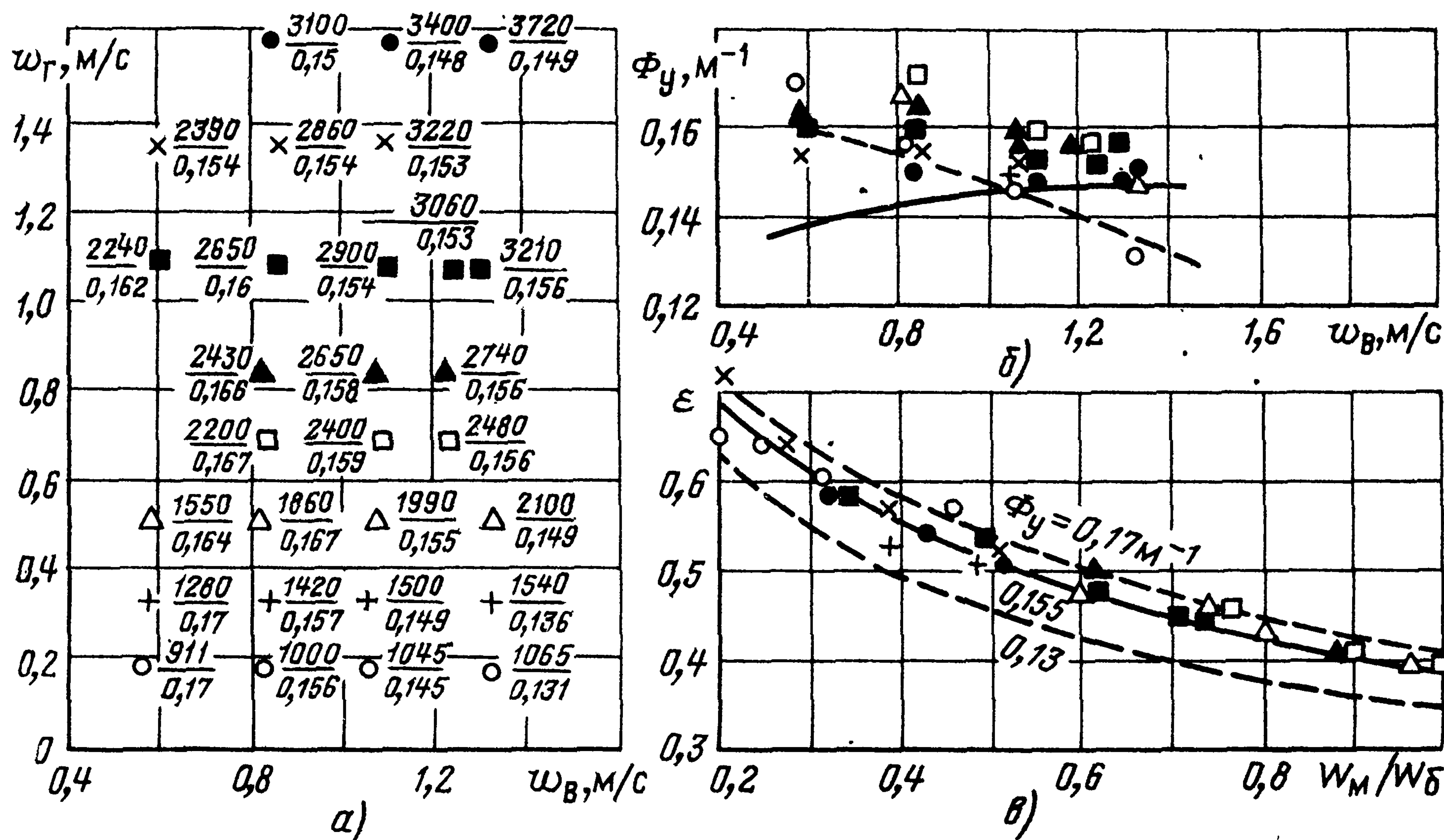


Рис. 8.5. Результаты испытаний подогревателя (диаметр корпуса 100 мм, шаг трубок 21 мм, поверхность нагрева 3,58 м²):

а — коэффициенты теплопередачи $k_ф$, Вт/(м²·К) (в числителе) и удельный параметр $Ф_у$, м⁻¹ (в знаменателе); $w_{мт}$, $w_т$ — скорости греющей и нагреваемой воды; *б* — удельные параметры подогревателя: — — — — расчетные значения при $w_г$=0,17 м/с; $τ_{ср}$=69 °С; $t_{ср}$=13 °С; ——— — расчетные значения при $w_г$=1,58 м/с; $τ_{ср}$=92 °С; $t_{ср}$=32 °С; *в* — безразмерная удельная тепловая нагрузка подогревателя

Условные обозначения	$w_{мт}$, м/с	$τ_{ср}$, °С	$t_{ср}$, °С	Условные обозначения	$w_{мт}$, м/с	$τ_{ср}$, °С	$t_{ср}$, °С
○	0,17	67,1—71,3	10—16,4	■	1,07	86,3—91,0	24,7—33,5
+	0,32	74,7—79,7	13,8—22,2	×	1,35	88,9—93,3	29,2—35
△	0,5	78,5—85,6	18,5—26,7	●	1,58	90,3—93,4	29,1—34
□	0,68	83,7—86	23,6—26,9	Средние значения	—	83,8	24,6
▲	0,84	81—87,6	21,4—29,6				

Результаты испытаний подогревателей различных типоразмеров показали, что расчетная безразмерная характеристика подогревателя при неизменном значении удельного параметра хорошо описывает результаты испытаний при всех значениях скоростей обоих теплоносителей.

Наибольшие отклонения фактических (опытных) значений $ε_ф$ от расчетных $ε_р$ при среднем значении $Ф_у$ составляют 5—7 %.

Результаты испытаний подтвердили зависимость (8.24) удельного параметра подогревателя от средней температуры теплоносителей.

Как следует из формул (8.21а) и (8.22а), при неизменных температурах теплоносителей и их скоростях удельный параметр подогревателя определяется в основном величиной $(f_{мт}/f_т)^{-0,5}$.

Зависимость $Ф_у^0$ от $f_{мт}/f_т$ удовлетворительно описывается формулой

$$Ф_у^0 = 0,14\,(f_{мт}/f_т)^{-0,6}. \qquad (8.28)$$

Значения $f_{мт}/f_т$ находятся в узком диапазоне (1,7—2,05), поэтому можно принимать значение $Ф_у^0 = 0,1$ 1/м.

Таким образом, удельный параметр водо-водяных секционных подогревателей может быть определен по приближенной формуле

$$Ф_у = 0,14φ\,(f_{мт}/f_т)^{-0,6}\left(1 + 0,003t_{мт}^{ср}\right)\left(1 + 0,008t_т^{ср}\right), \qquad (8.29)$$

где φ — коэффициент, учитывающий влияние загрязнения поверхности нагрева подогревателя, φ можно принимать в среднем 0,75—0,85.

8.3. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ

В пластинчатых теплообменниках могут осуществляться симметричная компоновка пакетов пластин, при которой в теплообменнике имеет место только противоточное движение теплоносителей, и несимметричная компоновка, при которой в теплообменнике имеют место частично противоток и частично параллельный ток. В системах теплоснабжения наиболее целесообразно применение симметричной компоновки. Поэтому ниже будем рассматривать только противоточное движение теплоносителей. Задача сводится к определению для пластинчатых теплообменников величины Φ по формуле (8.6), оценке диапазона изменения этой величины при изменении скоростей и температур обоих теплоносителей и погрешности в определении ε, а следовательно, и тепловой производительности аппарата при фиксированном среднем значении параметра Φ.

Коэффициент теплопередачи пластинчатого теплообменника может быть определен расчетным путем по методике Укрниихиммаш, согласно которой коэффициенты теплоотдачи при турбулентном течении жидкости в канале между пластинами определяются из формулы

$$\mathrm{Nu} = A\,\mathrm{Re}^{0,73}\,\mathrm{Pr}^{0,43}(\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_{\text{ст}})^{0,25}. \tag{8.30}$$

Коэффициент A различен для пластин различных типов. Для наиболее распространенных типов пластин A составляет: для пластины поверхностью нагрева 0,3 м² — 0,1; 0,5 м² — 0,135; 0,6 м² — 0,135. Эквивалентный диаметр $d_э$, к которому относятся числа Nu и Re, составляют для пластин указанных типов соответственно 0,008, 0,009, 0,0083 м. С учетом (8.30) уравнение для коэффициента теплопередачи пластинчатого теплообменника имеет вид

$$k = \frac{1}{\dfrac{\nu_1^{0,3}\,a_1^{0,43}\,d_э^{0,27}}{A\lambda_1\,w_1^{0,73}} + \dfrac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \dfrac{\nu_2^{0,3}\,a_2^{0,43}\,d_э^{0,27}}{A\lambda_2\,w_2^{0,73}}}, \tag{8.31}$$

где ν, a, λ — кинематическая вязкость, температуропроводность, теплопроводность теплоносителей; w — скорость теплоносителя в канале. Индексы 1 и 2 относятся к первичному и вторичному теплоносителям; $\delta_{\text{ст}}$, $\lambda_{\text{ст}}$ — толщина пластины и ее теплопроводность. В отличие от кожухотрубных теплообменников с латунными трубками, где термическим сопротивлением трубок можно пренебречь, в пластинчатых теплообменниках из-за значительно меньшего λ для стали значение δ/λ соизмеримо с величинами $1/\alpha$.

Поверхность нагрева теплообменника

$$F = F'(n - 2), \tag{8.32}$$

где F' — теплопередающая поверхность одной пластины; n — число пластин в аппарате.

Общее число каналов в аппарате на единицу меньше числа пластин. Поэтому при нечетном числе пластин общее число каналов четное и оба теплоносителя имеют одинаковое число каналов. В противном случае число каналов одного теплоносителя на единицу больше, чем другого. При обычно применяемых аппаратах с числом пластин, измеряемым десятками, указанное различие в числе каналов может не учитываться, и число каналов каждого теплоносителя определяется по формуле $(n - 1)/2$. Эквиваленты расходов теплоносителей

$$W = \frac{\rho c\,(n-1)\,fw}{2x}, \tag{8.33}$$

где f — сечение канала; x — число ходов теплоносителя; ρ, c — плотность и теплоемкость теплоносителей.

Подставляя значения k, F, W из (8.31)—(8.33) в выражение параметра (8.6), получаем для симметричного (имеющего одинаковое число ходов обоих теплоносителей) теплообменника:

$$\Phi = \frac{Px}{\left(\frac{B_1}{\omega_1^{0,73}} + B_3 + \frac{B_2}{w_2^{0,73}}\right) w_1^{0,5}\, w_2^{0,5}}, \tag{8.34}$$

где

$$P = 2F'/f; \tag{8.35}$$

$$B_1 = \frac{d_э^{0,27}\, \nu_1^{0,73} (\rho_1 \rho_2 c_1 c_2)^{0,5}}{A\lambda_1 \mathrm{Pr}_1^{0,43}}. \tag{8.36}$$

B_2 аналогично B_1 для вторичного теплоносителя

$$B_3 = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} (\rho_1 \rho_2 c_1 c_2)^{0,5}. \tag{8.37}$$

Таким образом, параметр пластинчатого теплообменника не зависит от размера поверхности, он пропорционален числу ходов. Поэтому можно ввести понятие удельного параметра пластинчатого теплообменника, т. е. параметра, отнесенного к одному ходу,

$$\Phi_у = \Phi/x. \tag{8.38}$$

Коэффициенты P и B зависят в основном от геометрических характеристик аппарата и от теплофизических свойств теплоносителей. Геометрические характеристики аппарата с заданным типом пластины являются постоянными.

Теплофизические свойства воды в теплообменнике меняются мало. Поэтому параметр зависит в основном от значения скоростей обоих теплоносителей. Для оценки этой зависимости были проведены расчеты значений Φ по формулам (8.34) и (8.38) для теплообменников с пластинами 0,3 и 0,6 м^2 поверхностью соответственно 20 и 110 м^2.

Расчеты проводились при обычно применяемых в этих аппаратах скоростях от 0,2 до 0,8 м/с при средних температурах теплоносителей от 25 до 125 °С. Расчеты проводились на ЭВМ по специально разработанной программе. Результаты расчетов для одноходового теплообменника ТПР-0,3-20 приведены на рис. 8.6.

Как видно из рис. 8.6, *а* значения $\Phi_у$ для рассматтриваемых скоростей находятся в диапазоне 0,8—1,3. Согласно методике Укрниихиммаша расчет поверхности пластинчатых теплообменников и схем их компоновки производится на основании так называемой «рациональной» скорости теплоносителей, определяемой в основном допустимой потерей напора каждого теплоносителя в аппарате. Проведенные во ВТИ по этой методике многочисленные расчеты пластинчатых теплообменников для условий, встречающихся в системах теплоснабжения, показали, что рациональные скорости теплоносителей близки к 0,5 м/с. Значение $\Phi_у$ при этих скоростях и средней температуре теплоносителей на входе в аппарат 50 °С равно 1,0.

На рис. 8.6, *б* показано сопоставление тепловой производительности рассматриваемого пластинчатого теплообменника по формуле (8.6) при значениях ε, определенных по точной экспоненциальной формуле (8.9а) и по приближенной формуле (8.9) при неизменном значении параметра $\Phi = 1$. Как следует из рис. 8.6, *б*, максимальные расхождения в определении тепловой производительности, имеющие место при крайних для принятого диапазона значениях скоростей 0,2 и 0,8 м/с, не превышают 10 %.

Проведенные расчеты значений удельного параметра подогревателя при других средних температурах теплоносителей на входе в аппарат (в диапазоне 25—125 °С) позволили определить следующую зависимость $\Phi_у$ от $t_{ср}$ для аппаратов с пластинами типа 0,3 и 0,6:

$$\Phi_у = 0,75 + 0,005 t_{ср}. \tag{8.39}$$

Приведенные выше расчетные значения параметра были сопоставлены с результатами экспериментальных исследований пластинчатых теплообменников с пластинами типов 0,3 и 0,6, установленных и эксплуатируемых на ГТП. Испытывались следующие теплообменники с пластинами 0,3: одноходовой теплообменник с поверхностью 20 м², установленный в качестве второй ступени подогревателя горячего водоснабжения на ГТП в г. Харькове, и трехходовые теплообменники поверхностью нагрева 25 м², установленные в качестве подогревателей отопления и горячего водоснабжения на ГТП в г. Москве. Испытывавшийся на ГТП в г. Харькове теплообменник с пластинами 0,6 имел поверхность 25 м² и был одноходовым.

Экспериментальные значения параметра указанных теплообменников определялись по формуле (8.6б) при опытных значениях расходов и коэффициентов теплопередачи.

На рис. 8.7, *а* для теплообменников с пластинами 0,3 представлены экспериментальные значения $\Phi_у$, а также расчетные $\Phi_у$ по формулам (8.34), (8.38) и (8.39) при $t_{ср} = 50$ °С, соответствующей условиям испытаний одно-

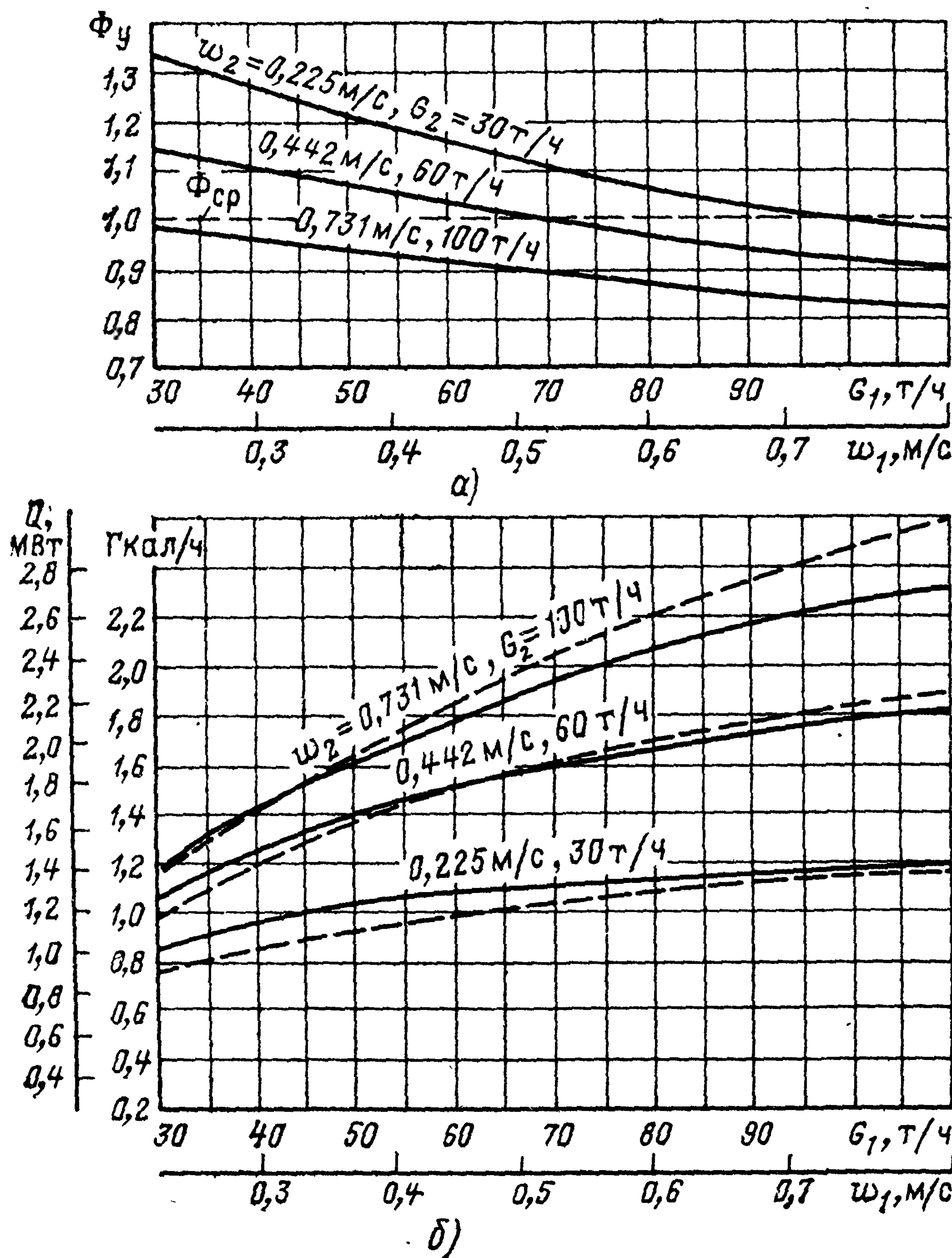


Рис. 8.6. Расчетные значения удельного параметра $\Phi_у$ и тепловой производительности Q пластинчатого теплообменника ТПР-0,3-20 $C_x \frac{34}{35}$ при различных скоростях теплоносителей.

$\tau' = 75$ °С; $t' = 25$ °С; ——— — по фактическому значению параметра $\Phi_у$; — — — — по среднему значению параметра $\Phi_у = 1,0$

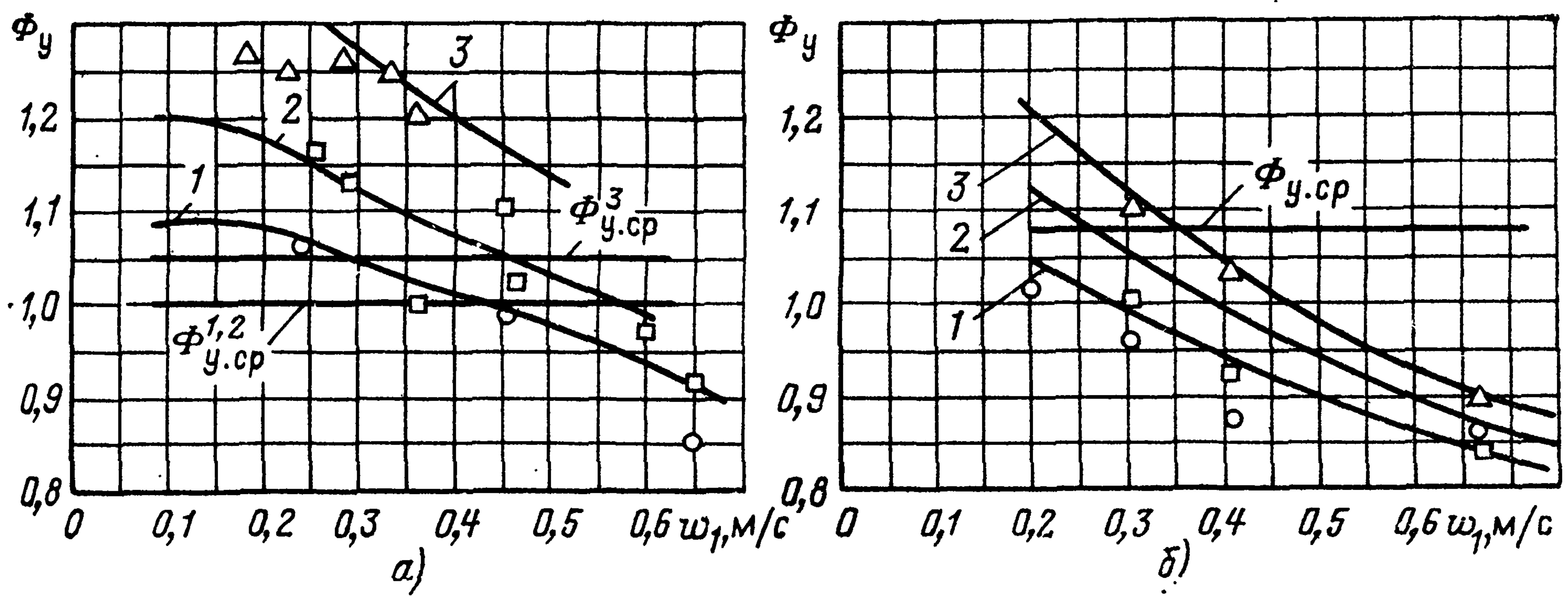


Рис. 8.7. Расчетные и опытные значения удельного параметра $\Phi_у$ пластинчатых теплообменников:

а — 1, ○ — ТПР-0,3—20 $Cx\frac{34}{35}$ τ'=68 °С; t'=36 °С; w_2=0,6 м/с; 2, □ — ТПР-0,3—20 $Cx\frac{34}{35}$; τ'=68 °С; t'=36 °С; w_2=0,44 м/с; 3, △ — ТПР-0,3—25 $Cx\frac{14+14+14}{14+14+15}$; τ'=78 °С; t'=46,6 °С; w_2=0,31 м/с; *б* — ТПР-0,6—25 $Cx\frac{21}{22}$; τ'=68 °С; t'=32 °С; 1, ○ — w_2=0,439 м/с; 2, □ — w_2=0,329 м/с; 3, △ — w_2=0,219 м/с

ходового теплообменника, и при $t_{ср}$ = 63 °С, соответствующей условиям испытаний трехходовых теплообменников.

На рис. 8.7, *б* проведено аналогичное сопоставление для теплообменника с пластинами типа 0,6.

Как видно из рис. 8.7, расчетные $\Phi_у$ по формуле (8.38) достаточно близки к опытным значениям, а среднее значение $\Phi_у$ по формуле (8.39) отличается от опытных не более чем на 20 %.

Как следует из формулы (8.9), тепловая производительность теплообменника при заданных W и ∇ определяется ε. На рис. 8.8 экспериментальные ε, определенные из формулы (8.26), сопоставлены с расчетными по формуле (8.9) при средних значениях Φ, определенных по формуле (8.39). Расхождения между расчетными и опытными ε, а следовательно, и тепловыми производительностями аппарата не превышают 12 %, что лежит в пределах точности исходных данных и допустимо для практических расчетов.

Пример 8.1. Для иллюстрации приведем пример расчета тепловой производительности пластинчатого теплообменника с помощью уравнения характеристики.

Задан теплообменник с пластинами 0,3, поверхностью нагрева 50 м², схема компоновки — двухходовая. Расход греющей воды 70 т/ч, ее температура на входе τ_1 =

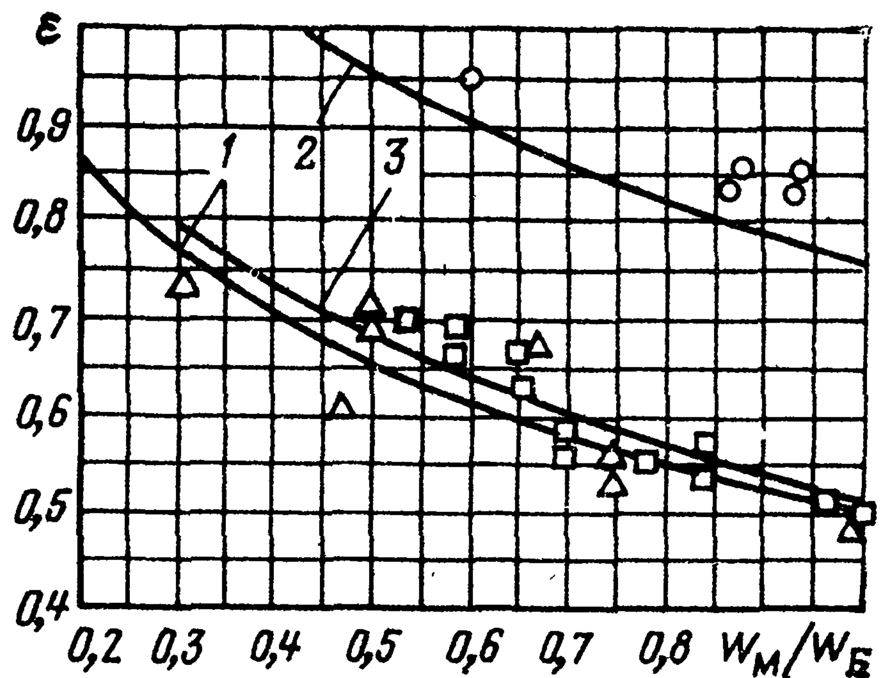


Рис. 8.8. Расчетные и опытные значения безразмерной удельной тепловой нагрузки пластинчатых теплообменников ТПР-0,3—20 $Cx\frac{34}{35}$; ТПР-0,3—25 $Cx\frac{14+14+14}{15+14+14}$; ТПР-0,6—25 $Cx\frac{21}{22}$:

1, □—для ТПР-0,3—20 $Cx\frac{34}{35}$; τ'=68°С; t'=36 °С; 2, ○ — для ТПР-0,3—25 $Cx\frac{14+14+14}{15+14+14}$; τ'=68 °С; t'=36 °С; 3, △ — для ТПР-0,6—25 $Cx\frac{21}{22}$; τ'=68 °С; t'=32,6 °С

°C; расход подогреваемой воды 100 т/ч, ее температура $t_1 = 40$ °C. Требуется определить тепловую производительность теплообменника при этих условиях.

Средняя температура теплоносителей на входе в аппарат $t_{ср} = (\tau_1 + t_1)/2 = (100 + 40)/2 = 70$ °C.

Удельный параметр по формуле (8.39) $\Phi_у = 0,75 + 0,005 \cdot 70 = 1,10$.

Параметр по формуле (8.38) $\Phi = \Phi_у x = 1,10 \cdot 2 = 2,20$.

Значение ε по формуле (8.9)

$$\varepsilon = \frac{1}{0,35\frac{W_м}{W_б} + 0,65 + \frac{1}{\Phi}\sqrt{\frac{W_м}{W_б}}} = \frac{1}{0,35\frac{70}{100} + 0,65 + \frac{1}{2,20}\sqrt{\frac{70}{100}}} = 0,784.$$

Тепловая производительность аппарата по формуле (8.26)

$$Q = \nabla W_м \varepsilon = (100 - 40) \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 0,784 \cdot 1,163 = 3,83 \text{ МВт}.$$

Для сравнения был проведен расчет безразмерной удельной тепловой нагрузки теплообменника ε по точной формуле (8.9а). Коэффициент теплопередачи для условий данного примера $k = 4080$ Вт/(м$^2 \cdot$ К);

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-\frac{4080 \cdot 50 \cdot 0,86}{70 \cdot 10^3}\left(1 - \frac{70 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^3}\right)}}{1 - \frac{70 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^3} e^{-\frac{4080 \cdot 50 \cdot 0,86}{70 \cdot 10^3}\left(1 - \frac{70 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^3}\right)}} = 0,789.$$

Тепловая производительность аппарата по формуле (8.3)

$$Q = (100 - 40) \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 0,789 \cdot 1,163 = 3,85 \text{ МВт}.$$

Таким образом, расчет удельного параметра по приближенной формуле (8.39) приводит для рассмотренного примера к ошибке в определении тепловой производительности аппарата (0,5 %), что свидетельствует о достаточной точности расчета пластинчатых теплообменников по приближенному уравнению характеристики.

8.4. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

Расчетный параметр отопительной системы

$$\Phi_{о\cdot р} = Q'_о / \Delta t'. \tag{8.40}$$

Уравнение безразмерной удельной тепловой нагрузки отопительной системы (8.11) можно представить в следующем виде:

$$\varepsilon_о = \frac{Q_о}{\nabla W_о} = \frac{W_о(\tau_{01} - \tau_{02})}{W_о(\tau_{01} - t_в)} = \frac{\tau_{01} - \tau_{02}}{\tau_{01} - t_в} = \frac{1}{\frac{0,5 + u}{1 + u} + \frac{W_о}{\Phi_о \bar{Q}_о^{0,2}}} \leqslant 1. \tag{8.41}$$

Фактическое значение параметра отопительной системы может быть определено по результатам испытаний из выражения (8.8):

$$\Phi_{о\cdot ф} = \frac{kF}{\bar{Q}_о^{0,2}} = \frac{Q_о}{\Delta t_{ср}} \frac{1}{\bar{Q}_о^{0,2}}, \tag{8.42}$$

где $Q_о = W_о(\tau_{01} - \tau_{02})$ и $\Delta t_{ср} = \frac{\tau_{03} + \tau_{02}}{2} - t_в$ определяются по результатам непосредственных измерений.

При этом выражение для ω (8.12) принимает вид

$$\omega = \Phi_о \frac{\bar{Q}_о^{0,2}}{W_о} = \frac{Q_о}{\Delta t_{ср} W_о} = \frac{\tau_{01} - \tau_{02}}{\Delta t_{ср}}. \tag{8.43}$$

Исследования характеристики отопительной системы при переменных режимах производились в отдельно стоящем трехэтажном здании. Система отопления — двухтрубная с верхней разводкой. Поверхность отопительных приборов, включая поверхность разводящих трубопроводов, 173 м^2. Расчет-

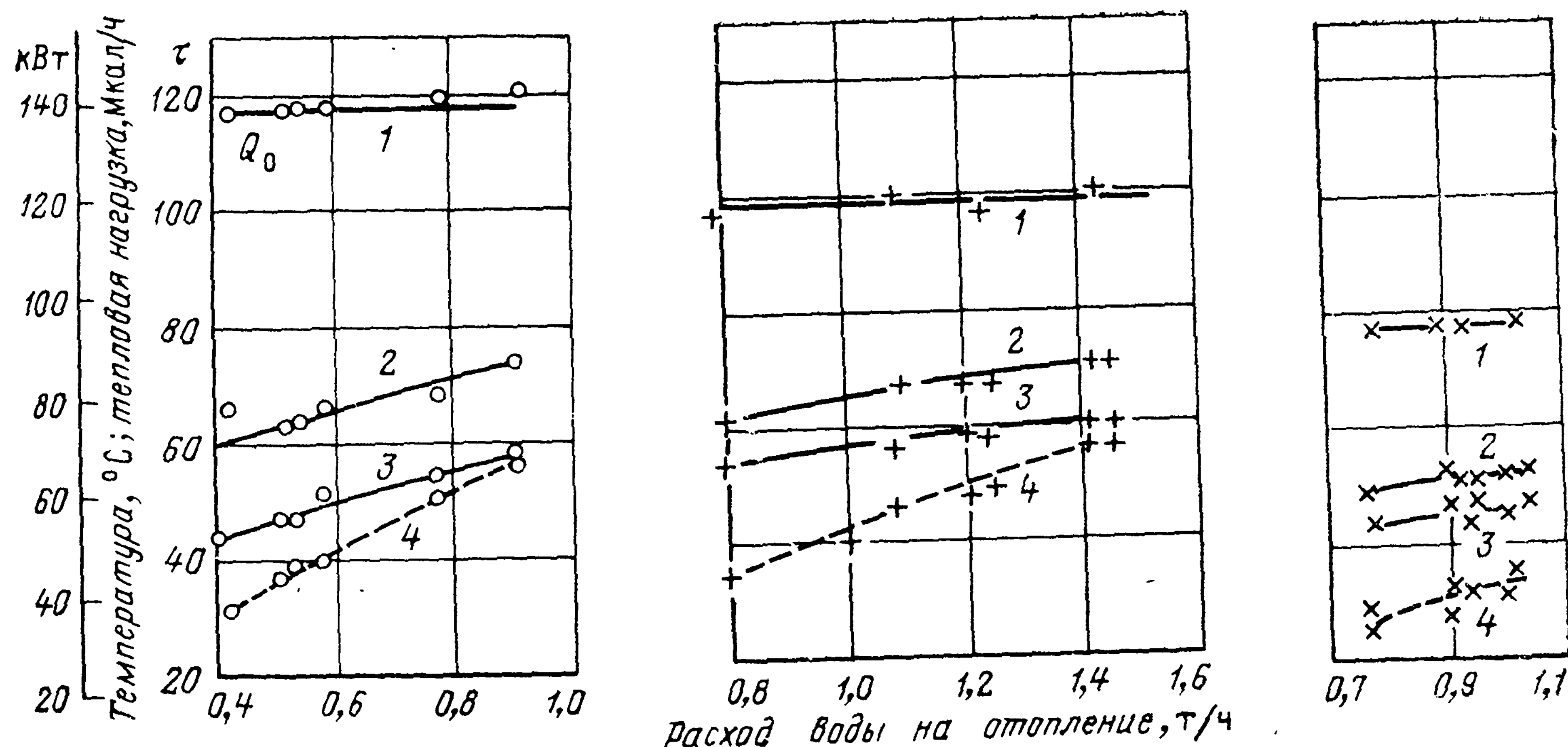


Рис. 8.9. Режимы работы системы отопления при переменных расходах сетевой воды: 1, 2, 3 — соответственно τ_{01}, τ_{03}, τ_{02}; 4 — Q_0

ный расход теплоты на отопление 62 кВт (53 500 ккал/ч). Расчетный перепад температур в местной системе 95—70 °С. Коэффициент теплопередачи радиаторов при расчетных условиях составляет $k' = 7{,}8$ Вт/(м²·К) [6,7 ккал/(м²·ч·°С)]. Принимая с определенным допущением такой же коэффициент теплопередачи и для разводящих трубопроводов, получим для всей отопительной системы значение $\Phi_0 = kf' = 7{,}8\,(173) = 1{,}35$ кВт/К [1160 ккал/(ч·°С)]. При этом $\omega = \frac{1{,}35}{W_0}\bar{Q}_0^{0,2}$ или $\left(\frac{1160}{W_0}\bar{Q}^{0,2}\right)$. С учетом разводящих трубопроводов расчетная теплопроизводительность отопительной системы $Q_0' = 1{,}35 \cdot 64{,}5 = 87$ кВт ($1160 \cdot 64{,}5 = 75\,000$ ккал/ч).

Экспериментальная проверка уравнения характеристики отопительной системы проводилась как при изменении расхода, так и при изменении температуры воды, поступающей в систему отопления. Задачами экспериментальной проверки являлись определение фактического параметра отопительной системы $\Phi_{о.ф}$ по формуле (8.42) в широком диапазоне изменения условий ра-

Таблица 8.1. **Определение параметра отопительной системы из результатов испытаний**

Расход сетевой воды, W_0, м³/ч	Температура сетевой воды, °С			Коэффициент смешения u	Средняя разность температур $\Delta t_{ср}$	Расход теплоты на отопление Q_0		Параметр отопительной системы $\Phi_{о.ф}$	
	τ_{01}	τ_{03}	τ_{02}			кВт	тыс.ккал/ч	кВт/К	ккал/(ч·°С)
0,906	120,2	74,0	56,2	2,61	45,1	67	58	1,59	1370
0,775	119,4	68,8	53,9	3,38	41,35	58,8	50,7	1,54	1324
0,580	118,4	65,5	50,5	3,45	38	45,7	39,4	1,37	1181
0,515	118,0	63,5	46,5	3,24	35	42,7	36,8	1,4	1210
0,421	117,4	66,1	44,1	2,39	35,1	35,8	30,9	1,22	1053
1,45	100,8	71,0	61,4	3,10	—	64,8	55,8	1,49	1283
1,17	97,7	67,6	58,4	3,27	—	55,5	47,8	1,43	1237
1,0	99,6	65,9	56,5	3,58	—	54,5	47,0	1,45	1255
0,79	98,3	62,0	54,3	4,71	—	40,5	34,8	1,24	1064
1,02	78,8	52,5	45,6	3,82	—	39	33,8	1,59	1367

Примечаание. В последних пяти опытах был включен насос смешения, установленный на перемычке элеватора.

Таблица 8.2. **Параметры отопительной системы по результатам испытаний**

Расход сетевой воды на отопление, м³/ч	Температура сетевой воды, °С				Расход теплоты Q_0		Средняя разность температур, $\Delta t_{ср}$, °С	Параметр отопительной системы	
	τ_1	τ_{01}	τ_{03}	τ_{02}	МВт	Гкал/ч		кВт/К	$\Phi_{о.ф}$ тыс. ккал/(ч·°С)
29,7	110	108,5	75,8	61,0	1,64	1,41	48,4	36,1	31,2
30,9	115	112	79,4	64,5	1,71	1,47	51,7	35	30,2
29,7	115,5	110,5	78,5	64,0	1,6	1,38	51,25	33,6	29,0
32,2	111	99,8	70,7	57,5	1,58	1,36	44,1	38,5	33,2
30,4	86,5	82	59,7	49,4	1,14	0,985	34,5	38	32,8
34	80,5	75	56,5	48	1,06	0,918	32,25	38,6	33,3

боты отопительной системы и оценка того, насколько постоянным сохраняется при этом значение $\Phi_{о.ф}$.

На рис. 8.9 представлены режимы работы системы отопления при переменных расходах воды и различных температурах сетевой воды. Расчет параметра отопительной системы по результатам испытаний по формуле (8.42), приведенный в табл. 8.1, показал стабильность этой величины и близость ее к расчетному значению.

Для ГТП, снабжающей теплотой 7 зданий с расчетными теплопотерями $Q_0' = 2{,}32$ МВт (2 Гкал/ч), расчетный параметр отопительной системы $\Phi_{о.р} = 36$ кВт/К [31 000 ккал/(ч·°С)].

Определенные из опытов значения параметра отопительной системы приведены в табл. 8.2.

Как следует из результатов испытаний, фактические значения параметра близки к расчетному в широком диапазоне изменения температуры сетевой воды перед системой отопления. Отклонения не превышают 7 %.

Глава девятая

ТЕПЛОВЫЕ РЕЖИМЫ УСТАНОВОК С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ И СМЕШАННОЙ СХЕМАМИ ВКЛЮЧЕНИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

9.1. УСТАНОВКИ С ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СХЕМОЙ

9.1.1. РАСХОДЫ СЕТЕВОЙ ВОДЫ И ПОВЕРХНОСТИ ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Расход сетевой воды на тепловую подстанцию с параллельной схемой (рис. 9.1)

$$V = V_о + V_г. \tag{9.1}$$

Расчетный расход сетевой воды на отопление определяется при расчетной наружной температуре $t_н'$. При обычно применяемом температурном графике 150—70 °С удельный расход сетевой воды на систему отопления с расчетной тепловой нагрузкой 1 МВт составляет $v_о = 10{,}8 \frac{м^3}{ч}$/МВт (12,5 м³/Гкал).

Максимальный расход сетевой воды на горячее водоснабжение наблюдается при температуре излома графика $t_н''$ (для климатических условий Москвы $t_н'' = +2{,}5$ °С), когда температура в подающей линии сети, работающей по отопительному графику, снижается до $\tau_1'' = 70$ °С. Удельный расход сете-

вой воды, отнесенный к максимальной нагрузке горячего водоснабжения, при этом

$$v_{г}^{м}=V_{г}^{м}/Q_{г}^{м}=\frac{1}{(\tau_1''-\tau_{г2}'')\,c}, \tag{9.2}$$

где $\tau_{г2}''$ — температура сетевой воды на выходе из подогревателя при $t_н''$ и $Q_г^{макс}$.

При обычно принимаемом $\tau_{г2}''=30$ °С $v_г^м=21{,}5$ м³/(ч·МВт) (25,0 м³/Гкал), т. е. в 2 раза больше, чем удельный расход сетевой воды на отопление.

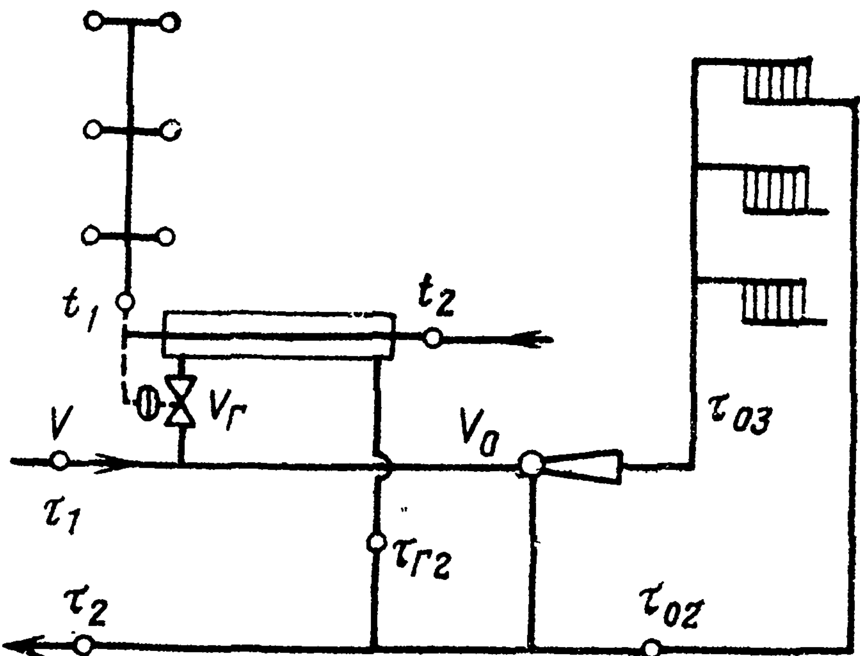


Рис. 9.1. Принципиальная схема тепловой подстанции с параллельной схемой включения подогревателя горячего водоснабжения

Величина $\tau_{г2}''$ определяет также размеры поверхности подогревателя горячего водоснабжения:

$$k_п''\,F_п=Q_г^м/\Delta t_{ср}. \tag{9.3}$$

При обычных условиях, когда эквивалент расхода греющей сетевой воды превышает эквивалент расхода нагреваемой водопроводной воды ($W_г^м > W_в^м$), средняя логарифмическая разность температур

$$\Delta t_{ср}=\frac{(\tau_{г2}''-t_2)-(\tau_1''-t_1)}{2{,}3\lg\dfrac{\tau_{г2}''-t_2}{\tau_1''-t_1}}. \tag{9.4а}$$

В противном случае ($W_г^м < W_в^м$)

$$\Delta t_{ср}=\frac{(\tau_1''-t_1)-(\tau_{г2}''-t_2)}{2{,}3\lg\dfrac{\tau_1''-t_1}{\tau_{г2}''-t_2}}. \tag{9.4б}$$

Значение параметра подогревателя

$$\Phi_п=\frac{k_п''\,F_п}{\sqrt{W_г^м\,W_в^м}}=\frac{Q_г^м}{\Delta t_{ср}\sqrt{W_г^м\,W_в^м}}. \tag{9.5а}$$

С учетом того, что $W_г^м=Q_г^м/(\tau_1''-\tau_{г2}'')$ и $W_в^м=Q_г^м/(t_1-t_2)$, получаем следующие выражения для $\Phi_п$:

при $W_г^м > W_в^м$

$$\Phi_п=\frac{2{,}3\lg\dfrac{\tau_{г2}''-t_2}{\tau_1''-t_1}\sqrt{(t_1-t_2)(\tau_1''-\tau_{г2}'')}}{(t_1-t_2)-(\tau_1''-\tau_{г2}'')}; \tag{9.5б}$$

при $W_г^м < W_в^м$

$$\Phi_п = \frac{2{,}3 \lg \dfrac{\tau_1'' - t_1}{\tau_{г2}'' - t_2} \sqrt{(t_1 - t_2)(\tau_1'' - \tau_{г2}'')}}{(\tau_1'' - \tau_{г2}'') - (t_1 - t_2)}. \tag{9.5в}$$

При нагрузках горячего водоснабжения, отличных от максимальной, эквивалент расхода водопроводной воды

$$W_в = Q_г/(t_1 - t_2). \tag{9.6}$$

Поскольку при всех режимах значения t_1 и t_2 сохраняются неизменными,

$$W_в/Q_г = W_в^м/Q_г^м \text{ или } W_в/W_в^м = Q_г/Q_г^м. \tag{9.7}$$

Эквивалент расхода сетевой воды на горячее водоснабжение может быть определен из уравнения характеристики подогревателя

$$q = \frac{Q_г}{\nabla} = \frac{1}{\dfrac{0{,}35}{W_б} + \dfrac{0{,}65}{W_м} + \dfrac{1}{\Phi_п \sqrt{W_м W_б}}}, \tag{9.8}$$

где $\nabla = \tau_1 - t_2$ — максимальная разность температур в подогревателе.

Если обе части уравнения (9.8) разделить на $W_в$, то получим безразмерную тепловую нагрузку подогревателя, отнесенную к эквиваленту расхода водопроводной воды:

при $W_в < W_г$

$$\varepsilon_в = \frac{Q_г}{\nabla W_в} = \frac{t_1 - t_2}{\tau_1 - t_2} = \frac{1}{0{,}35 \dfrac{W_в}{W_г} + 0{,}65 + \dfrac{1}{\Phi_п} \sqrt{\dfrac{W_в}{W_г}}}; \tag{9.9а}$$

при $W_в > W_г$

$$\varepsilon_в = \frac{Q_г}{\nabla W_в} = \frac{t_1 - t_2}{\tau_1 - t_2} = \frac{1}{0{,}35 + 0{,}65 \dfrac{W_в}{W_г} + \dfrac{1}{\Phi_п} \sqrt{\dfrac{W_в}{W_г}}}. \tag{9.9б}$$

Значение $\varepsilon_в$ зависит только от температуры воды в подающей линии тепловой сети и не зависит от нагрузки горячего водоснабжения при постоянных значениях температур t_1 и t_2, так как

$$\varepsilon_в = t_1 - t_2/(\tau_1 - t_2). \tag{9.10}$$

В этих условиях правая часть уравнений (9.9) и отношение $W_в/W_г$ сохраняются неизменными. Поэтому при всех наружных температурах

$$W_г/W_г^м = W_в/W_в^м = Q_г/Q_г^м. \tag{9.11}$$

Эквивалент расхода сетевой воды на горячее водоснабжение определяется из уравнений (9.9):

при $W_в < W_г$

$$W_г = \frac{0{,}49 W_в}{\left[\sqrt{\dfrac{1}{\Phi_п^2} + 1{,}4\left(\dfrac{1}{\varepsilon_в} - 0{,}65\right)} - \dfrac{1}{\Phi_п}\right]^2}; \tag{9.12а}$$

при $W_в > W_г$

$$W_г - \frac{1,69 W_в}{\left[\sqrt{\frac{1}{\Phi_п^2} \quad 6\left(\frac{1}{\varepsilon_в} - 0,35\right)} - \frac{1}{\Phi_п}\right]^2}. \qquad (9.12б)$$

Относительный эквивалент расхода сетевой воды на горячее водоснабжение:

при $W_в < W_г$

$$\overline{W}_г = \frac{W_г}{W'_0} = n = \frac{0,49}{\left[\sqrt{\frac{1}{\Phi_п^2} + 1,4\left(\frac{1}{\varepsilon_в} - 0.65\right)} - \frac{1}{\Phi_п}\right]^2} \times$$

$$\times \frac{\tau'_1 - \tau'_{02}}{t_1 - t_2} \frac{Q_г}{Q'_0}; \qquad (9.13а)$$

при $W_в > W_г$

$$\overline{W}_г = \frac{W_г}{W'_0} = n = \frac{1,69}{\left[\sqrt{\frac{1}{\Phi_п^2} + 2,6\left(\frac{1}{\varepsilon_в} - 0.35\right)} - \frac{1}{\Phi_п}\right]^2} \times$$

$$\times \frac{\tau'_1 - \tau'_{02}}{t_1 - t_2} \frac{Q_г}{Q'_0}. \qquad (9.13б)$$

Поскольку теплоемкости сетевой воды, поступающей в системы отопления и горячего водоснабжения, практически одинаковы, то и отношение тепловых эквивалентов расходов W равно отношению расходов V, т. е. $W_г/W'_0 = n = V_г/V'_0$.

Из уравнений (9.9):

при $W_в = W_г$

$$\varepsilon_в = 1/(1 + 1/\Phi_п); \qquad (9.14)$$

при $W_в < W_г$

$$\varepsilon_в > \frac{1}{1 + \frac{1}{\Phi_п}}; \qquad (9.15а)$$

при $W_в > W_г$

$$\varepsilon_в < \frac{1}{1 + \frac{1}{\Phi_п}}. \qquad (9.15б)$$

Для того чтобы определить, каким из уравнений — (9.13а) или (9.13б) — следует пользоваться, необходимо из уравнения (9.10) найти $\varepsilon_в$ и установить, какое из неравенств (9.15) имеет место. Неравенство (9.15а) указывает, что $W_в < W_г$ и n должно определяться по уравнению (9.13а). В противном случае используется уравнение (9.13б).

Температура сетевой воды в обратной линии

$$\tau_2 = \frac{W_0 \tau_{02} + W_г \tau_{г2}}{W_0 + W_г} = \frac{\tau_{02} + n\tau_{г2}}{1 + n}.$$

$$\tau_{г2} = \tau_1 - \frac{Q_г}{W_г} = \tau_1 - \frac{\rho}{n} \delta\tau'_0.$$

С учетом этого значения $\tau_{г2}$

$$\tau_2 = \frac{\tau_{02} + n\tau_1 - \rho\delta\tau'_0}{1 + n}. \qquad (9.16а)$$

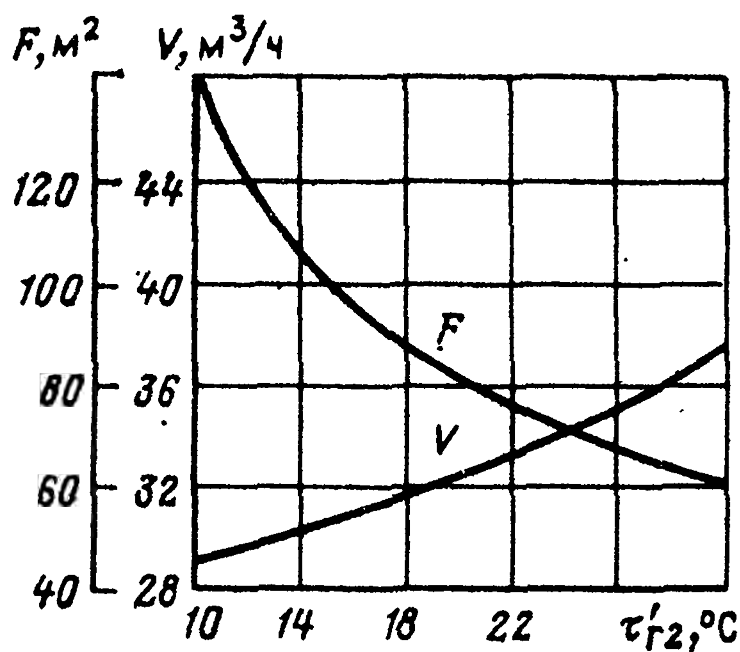


Рис. 9.2. Зависимость расчетного расхода сетевой воды V и поверхности подогревателя F от расчетной температуры сетевой воды на выходе из подогревателя $\tau''_{г2}$:

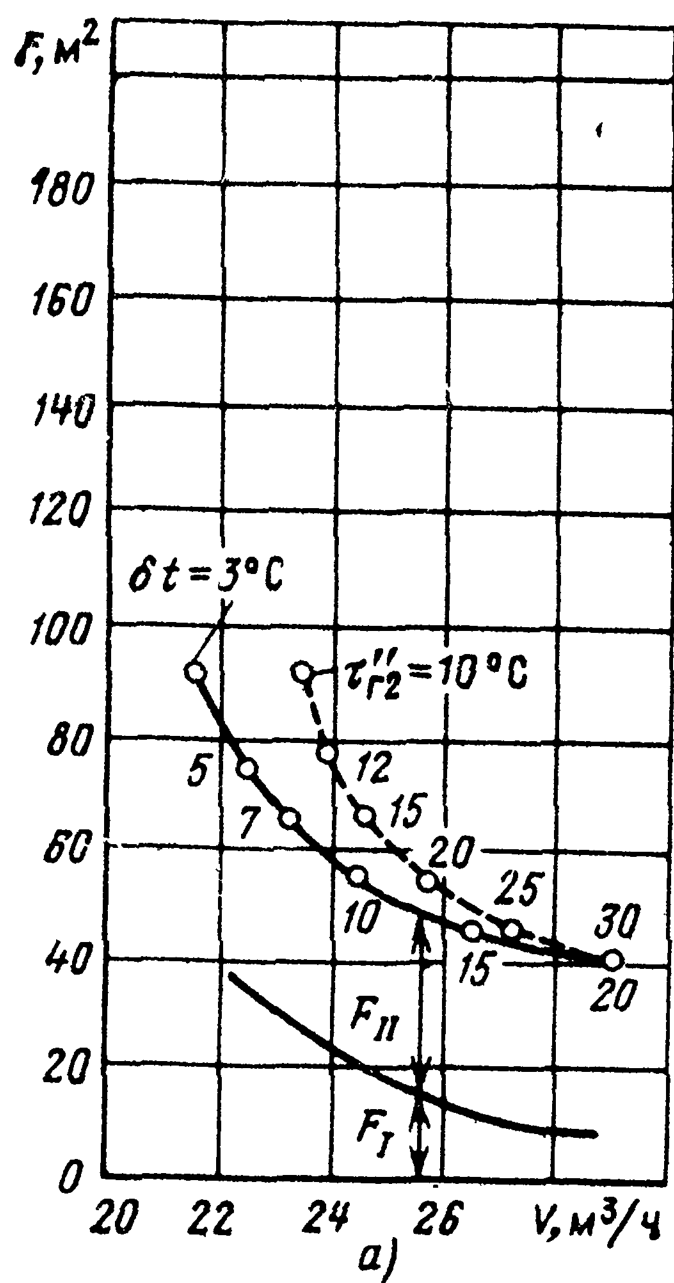
$\tau''_1=70$ °С; $t_2=5$ °С; $t_1=60°$; $k=1{,}16$ кВт/(м²·К) [1000 ккал/(м²·ч·°С)]

Известно, что $\tau_{02}=\tau_1-\overline{Q}_0\,\delta\tau'_0$, где $\overline{Q}_0=(t'_в-t_н)/(t'_в-t'_н)$. С учетом этого

$$\tau_2=\frac{\tau_1(1+n)-\delta\tau'_0(\overline{Q}_0+\rho)}{1+n}=\tau_1-\delta\tau'_0\,\frac{\overline{Q}_0+\rho}{1+n}. \qquad (9.16б)$$

Поверхность подогревателя (его параметр), а также максимальный расход сетевой воды на горячее водоснабжение, имеющий место при температуре излома графика, определяются выбранной температурой сетевой воды $\tau''_{г2}$ на выходе из подогревателя при максимальной нагрузке горячего водоснабжения.

Примерные зависимости расхода сетевой воды на абонентский ввод с $Q'_0=1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч) и $Q^м_г=1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч) и поверхности подогревателя горячего водоснабжения при условно принятом коэффициенте теплопередачи $k_п=1160$ Вт/(м²·К) [1000 ккал/(м²·ч·°С)] от $\tau''_{г2}$ представлены на рис. 9.2. Зависимости поверхности подогревателя от расчетного



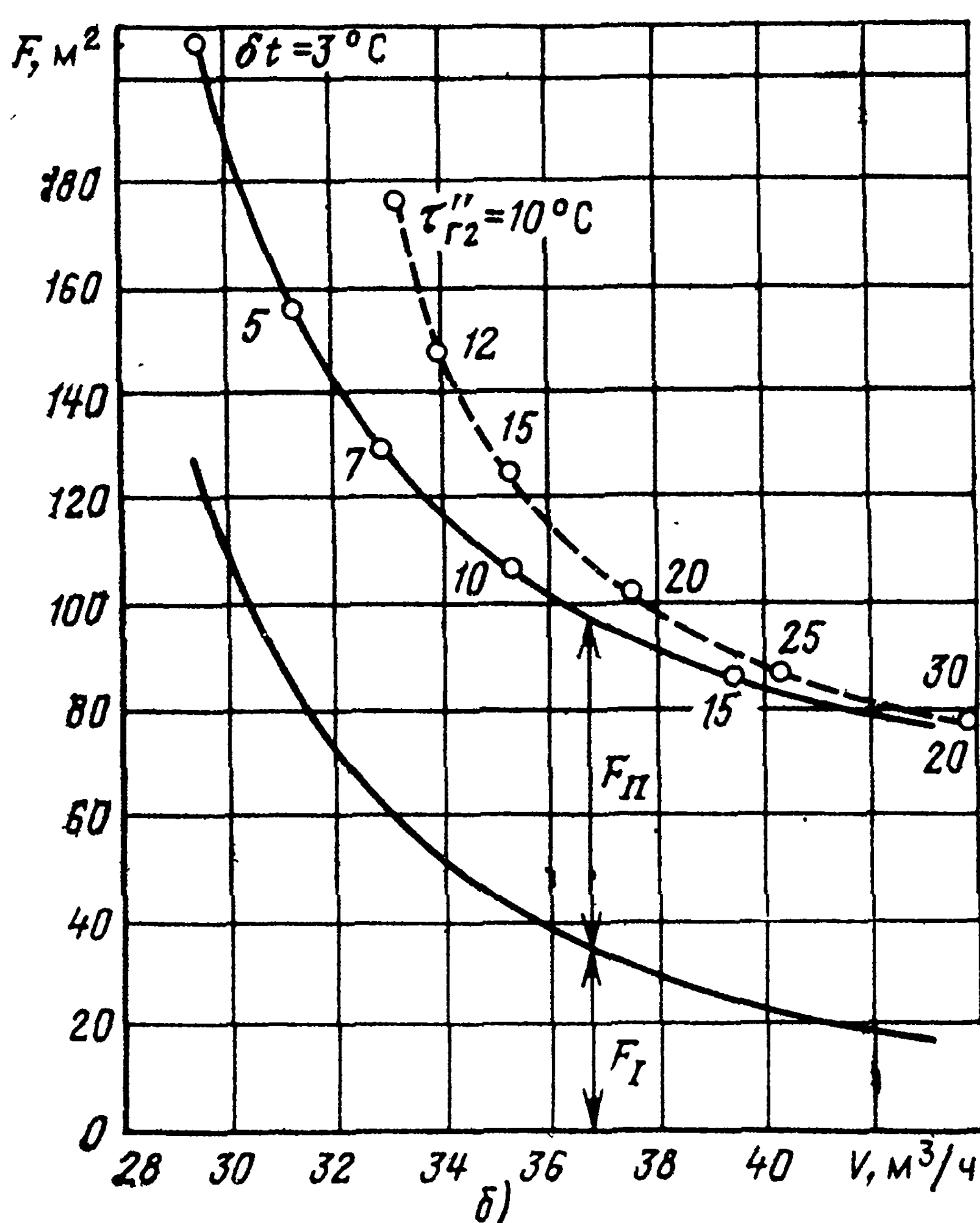


Рис. 9.3. Зависимость между расчетными расходами воды и поверхностями подогревателя для параллельной и смешанной схем при различных нагрузках горячего водоснабжения $Q'_0=1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч):

штриховая линия — параллельная схема; сплошные линии — смешанная схема; относительная максимальная нагрузка горячего водоснабжения $\rho^м=Q^м_г/Q'_0$; *а* — $\rho^м=0{,}66$; *б* — $\rho^м=1{,}25$

расхода сетевой воды для абонентских вводов с различными относительными нагрузками горячего водоснабжения при значениях $\tau''_{г2}$ в диапазоне 10—30 °С представлены на рис. 9.3.

Выбор оптимального значения $\tau''_{г2}$ является технико-экономической задачей. Определяющими при этом являются капиталовложения в тепловую сеть и подогревательные установки.

Проведенные исследования [22] показали, что оптимальное значение $\tau''_{г2}$ составляет 12— 15 °С при всех значениях ρ, что значительно ниже обычно принимаемых значений $\tau''_{г2} = 30 \div 35$ °С. Последнее определяется повышением удельной стоимости тепловой сети за последние годы при практически неизменной стоимости подогревателей. Это изменяет оптимум в сторону максимального сокращения расходов воды и соответственно диаметров тепловой сети.

9.1.2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Расход сетевой воды на горячее водоснабжение изменяется в течение суток в соответствии с графиком нагрузки горячего водоснабжения, а также в течение года в связи с изменением температур водопроводной и сетевой воды[1]. Изменение расхода воды в сети приводит к изменению потери напора в сети и при практически неизменном напоре на ТЭЦ — к изменению располагаемых напоров у абонентов.

В случае, если системы отопления абонентов оборудованы регуляторами расхода, расход воды $V_о$ поддерживается постоянным, равным расчетному $V'_о$. Суммарный расход воды в сети $V = V'_о + V_г$ при $\rho^м = Q^м_г/Q'_о = 0{,}66$ составляет примерно $10{,}8 + 14{,}2 = 25$ м³/(ч·МВт) ($12{,}5 + 16{,}5 = 29$ м³/ч на 1 Гкал/ч расчетной отопительной нагрузки), т. е. суммарный расход в сети в 2,3 раза превышает расход сетевой воды на системы отопления. Соответственно потери напора в тепловой сети возрастают в 5,3 раза, требуемый диаметр сети, а следовательно, и ее стоимость увеличиваются почти в 2 раза. В такой сети в диапазоне качественного регулирования отпуска теплоты по отопительной нагрузке расход теплоты на отопление при всех наружных температурах и всех нагрузках горячего водоснабжения сохраняется равным расчетному.

Однако, как правило, системы отопления в сети с параллельной схемой не оборудованы регуляторами расхода. Поэтому расход воды на подогреватели горячего водоснабжения влияет на расходы воды в системах отопления. Выше были рассмотрены факторы, определяющие расход воды в системах отопления, и определены условия, обеспечивающие пропорциональную разрегулировку, т. е. одинаковые относительные расходы воды φ у отопительных абонентов в сети с нагрузкой горячего водоснабжения, присоединенной по параллельной и смешанной схемам. Компенсация недоотпуска теплоты в системах отопления из-за сокращения расхода сетевой воды может производиться либо путем установления добавки к расчетному расходу воды на отопление $\psi = W^*_о/W'_о$, где $W^*_о$ — эквивалент расхода воды на отопление при отсутствии горячего водоснабжения, либо путем повышения температурного графика.

Из уравнений характеристики отопительной системы (8.11) или (8.41) расход теплоты на отопление

$$Q_о = \frac{\tau_1 - t_в}{\dfrac{0{,}5+u}{1+u}\,\dfrac{1}{W_о} + \dfrac{1}{\Phi_о\,\overline{Q}_о^{0,2}}} = \frac{\tau_1 - t_в}{\dfrac{0{,}5+u}{1+u}\,\dfrac{1}{W_о} + \dfrac{\Delta t'}{Q'_о}\,\dfrac{1}{\overline{Q}_о^{0,2}}}. \quad (9.17)$$

[1] Предполагается, что все подогреватели горячего водоснабжения оборудованы регуляторами температуры, поддерживающими температуру водопроводной воды $t_1 = 60°$ С = const.

Расчетный расход теплоты на отопление при качественном регулировании, отопительном температурном графике и текущей наружной температуре $t_н$

$$Q_{о.р}=W'_о(\tau_{1р}-\tau_{2р})=W'_о\,\delta\tau'_о\,\frac{t'_в-t_н}{t'_в-t'_н},\qquad(9.18)$$

где $\tau_{1р}$ и $\tau_{2р}$ — расчетные температуры в подающей и обратной линиях при отопительном температурном графике; $\delta\tau'_о$ - расчетный перепад температур в тепловой сети при $t'_н$.

Относительный расход теплоты на отопление

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}}=\frac{\tau_1-t_в}{\delta\tau'_о\,\dfrac{t'_в-t_н}{t'_в-t'_н}}\;\frac{1}{\dfrac{0.5+u}{1+u}\,\dfrac{W'_о}{W_о}+\dfrac{\Delta t'}{Q'_о}\,\dfrac{W'_о}{(\overline{Q}_о)^{0.2}}}.\qquad(9.19)$$

С учетом того, что $W_о/W'_о=W_о/W^*_оW^*_о/W'_о=\varphi\psi$, $Q'_о/W'_о=\delta\tau'_о$,

$$\overline{Q}_о=Q_о/Q'_о=(Q_о/Q_{о.р})(Q_{о.р}/Q'_о)=(Q_о/Q_{о.р})(t'_в-t_н)/(t'_в-t'_н),\qquad(9.20)$$

уравнение (9.19) принимает вид

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}}=\frac{\tau_1-t_в}{\dfrac{0,5+u}{1+u}\,\dfrac{\delta\tau'_о}{\varphi\psi}+\Delta t'\left(\dfrac{Q_{о.р}}{Q_о}\right)^{0,2}\left(\dfrac{t'_в-t'_н}{t'_в-t_н}\right)^{0,2}}\;\frac{t'_в-t'_н}{t'_в-t_н}.\qquad(9.21)$$

Внутренняя температура $t_в$ является функцией $Q_о/Q_{о.р}$ и может быть определена из выражения

$$t_в=t_н+\frac{Q_о}{Q_{о.р}}(t'_в-t_н).\qquad(9.22)$$

Подставляя значение $t_в$ из (9.22) в (9.21), получаем

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}}=\frac{\tau_1-t_н}{t'_в-t'_н+\dfrac{0,5+u}{1+u}\,\dfrac{\delta\tau'_о}{\varphi\psi}+\Delta t'\left(\dfrac{Q_{о.р}}{Q_о}\right)^{0,2}\left(\dfrac{t'_в-t'_н}{t'_в-t_н}\right)^{0,2}}\;\frac{t'_в-t'_н}{t'_в-t_н}.\qquad(9.23)$$

Величина $\varphi=W_о/(\psi W'_о)$ определяется по уравнению (3.8). Следует отметить, что входящее в уравнение (3.8) $\overline{S}_о$ должно быть определено при расходе воды в сети, равном $\psi W'_о$. Входящее в уравнение (3.8) $u=W'_г/(\psi_о W'_о)$ определяется по уравнениям (9.13).

Пример 9.1. Рассчитать режимы работы тепловой подстанции с параллельной схемой включения подогревателей в течение отопительного сезона при средней и максимальной нагрузках горячего водоснабжения при следующих исходных данных. Температурный график в сети - отопительный, расчетная наружная температура $t'_н=-26$ °С:

$t_н$, °С	—26	—20	—15	—10	—6	—3	—1	+2,4
τ_1, °С	150	133	119	105	93,7	85	79,7	70
τ_{02}, °С	70	64	59	54	50	47	45	41,7

Расчетная нагрузка отопления $Q'_о=1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч). Относительная нагрузка горячего водоснабжения: средняя $\rho^{ср}=Q^{ср}_г/Q'_о=0{,}3$; максимальная $\rho^{м}=Q^{м}_г/Q'_о=0{,}66$.

Перед системой отопления установлен регулятор расхода; расход воды на систему отопления сохраняется неизменным, не зависящим от расхода воды на горячее водоснабжение.

Температуры водопроводной воды на входе и выходе из подогревателя $t_2=5$ °С; $t_1=60$ °С.

Решение.

1. Определение параметра подогревателя горячего водоснабжения.

Параметр подогревателя горячего водоснабжения определяется из условия получения температуры сетевой воды на выходе из подогревателя при температуре излома

графика ($t''_н = +2,5$ °C; $\tau''_1 = 70$ °C) и максимальной нагрузке горячего водоснабжения $\tau''_{г2} = 30$ °C.

При указанных выше значениях температур определяем величину параметра подогревателя [см. формулу (9.5б)]:

$$\Phi_п = 2,86.$$

2. Определение меньшего эквивалента расхода теплоносителей. Определяем

$$\frac{1}{1+\frac{1}{\Phi_п}} = \frac{1}{1+\frac{1}{2,86}} = 0,74.$$

Определяем $\varepsilon_в$ по формуле (9.10):

$$\varepsilon_в = 55/(\tau_1 - 5).$$

Определяем, при каких значениях τ_1 выполняется условие (9.15а), при котором $W_в < W_г$:

$$55/(\tau_1 - 5) > 0,74.$$

Отсюда $\tau_1 < 80$ °C. Следовательно, при $\tau_1 < 80$ °C $W_в < W_г$; при $\tau_1 = 80$ °C $W_в = W_г$; при $\tau_1 > 80$ °C $W_в > W_г$.

3. Определение относительных расходов сетевой воды на горячее водоснабжение.

а) При $\tau_1 < 80$ °C $W_в < W_г$, относительный расход сетевой воды на горячее водоснабжение определяется по формуле (9.13а)

$$n = \frac{0,49}{\left[\sqrt{\frac{1}{2,86^2} + 1,4\left(\frac{1}{\varepsilon_в} - 0,65\right)} - \frac{1}{2,86}\right]^2} \frac{150-70}{60-5} \rho.$$

б) При $\tau_1 > 80$ °C $W_о > W_г$, $W_г$ определяется по формуле (9.13б)

$$n = \frac{1,69}{\left[\sqrt{\frac{1}{2,86^2} + 2,6\left(\frac{1}{\varepsilon_в} - 0,35\right)} - \frac{1}{2,86}\right]^2} \frac{150-70}{60-5} \rho.$$

По приведенным формулам при $t_н = -26$ °C; $\tau_1 = 150$ °C

$$\varepsilon_в = 55/(150-5) = 0,38;$$

$$n = 0,553\ \rho.$$

При $\rho = 0,3$ $n = 0,166$; при $\rho = 0,66$ $n = 0,364$.

Температура сетевой воды в обратной линии по формуле (9.16б):

при $\rho = 0,3$

$$\tau_2 = 150 - 80\frac{1,3}{1,166} = 60,5°\ C;$$

при $\rho = 0,66$

$$\tau_2 = 150 - 80\frac{1,66}{1,364} = 52,5°\ C.$$

При $t''_н = +2,5$ °C; $\tau''_1 = 70$ °C

$$\varepsilon_в = 55/(70-5) = 0,846;\ n = 2,13\ \rho.$$

При $\rho = 0,3$ $n = 0,64$; при $\rho = 0,66$ $n = 1,4$.

Температура сетевой воды в обратной линии по формуле (9.16б) составляет при $\bar{Q}_о = (18-2,5)/(18+26) = 0,354$:

при $\rho = 0,3$

$$\tau_2 = 70 - 80\frac{0,354+0,3}{1,64} = 38°\ C;$$

при $\rho = 0,66$

$$\tau_2 = 70 - 80\frac{0,354+0,66}{2,4} = 36°\ C.$$

Рассчитанные аналогично параметры тепловой подстанции при всех рассматриваемых наружных температурах приведены в таблице.

Режимы работы тепловой подстанции с параллельной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения

Наружная температура, °C	$t_н$	+2,4		—1		—3		—6		—10		—15		—20		—26	
Температуры в тепловой сети, °C:																	
в подающей линии	τ_1	70		79,7		85		93,7		105		119		133		150	
после системы отопления	τ_{02}	41,7		45		47		50		54		59		64		70	
Относительная нагрузка горячего водоснабжения	ρ	0,3	0,66	0,3	0,66	0,3	0,66	0,3	0,66	0,3	0,66	0,3	0,66	0,3	0,66	0,3	0,66
Относительный расход сетевой воды на горячее водоснабжение	n	0,64	1,4	0,43	0,94	0,39	0,86	0,33	0,72	0,274	0,605	0,225	0,495	0,2	0,43	0,166	0,364
Суммарный относительный расход сетевой воды на ввод	$1+n$	1,64	2,4	1,43	1,94	1,39	1,86	1,33	1,72	1,274	1,605	1,225	1,495	1,2	1,43	1,166	1,364
Температура сетевой воды, °C:																	
на выходе из подогревателя	$\tau_{г2}$	32,5	32,5	24	24	21,5	21,5	20,7	20,7	18,5	18,5	13	13	13	13	5	5
в обратной линии сети	τ_2	38	36,3	38,9	34,8	39,8	35,2	42,7	37,6	46,3	40,5	50,4	43,7	55,5	48,6	60,5	52,5

9.2. УСТАНОВКИ С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ СМЕШАННОЙ СХЕМОЙ

9.2.1. РАСХОДЫ СЕТЕВОЙ ВОДЫ И ПОВЕРХНОСТИ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

Расход сетевой воды на тепловую подстанцию со смешанной схемой включения подогревателя (рис. 9.4), так же как и для подстанции с параллельной схемой, определяется по (9.1). Удельный расход воды на отопление при температурном графике сети 150—70 °С такой же, как и при параллельной схеме $V_о = 10{,}8$ м³/(ч·МВт) (12,5 м³/Гкал). При определении удельного расхода сетевой воды на горячее водоснабжение обычно принимается, что при $Q_г^м$ и наружной температуре $t_н''$ температура воды на выходе из II ступени подогревателя равна температуре воды на выходе из системы отопления, т. е.

$$\tau_{г2}'' = \tau_{о2}'' = \tau_{2\,см}''. \qquad (9.24)$$

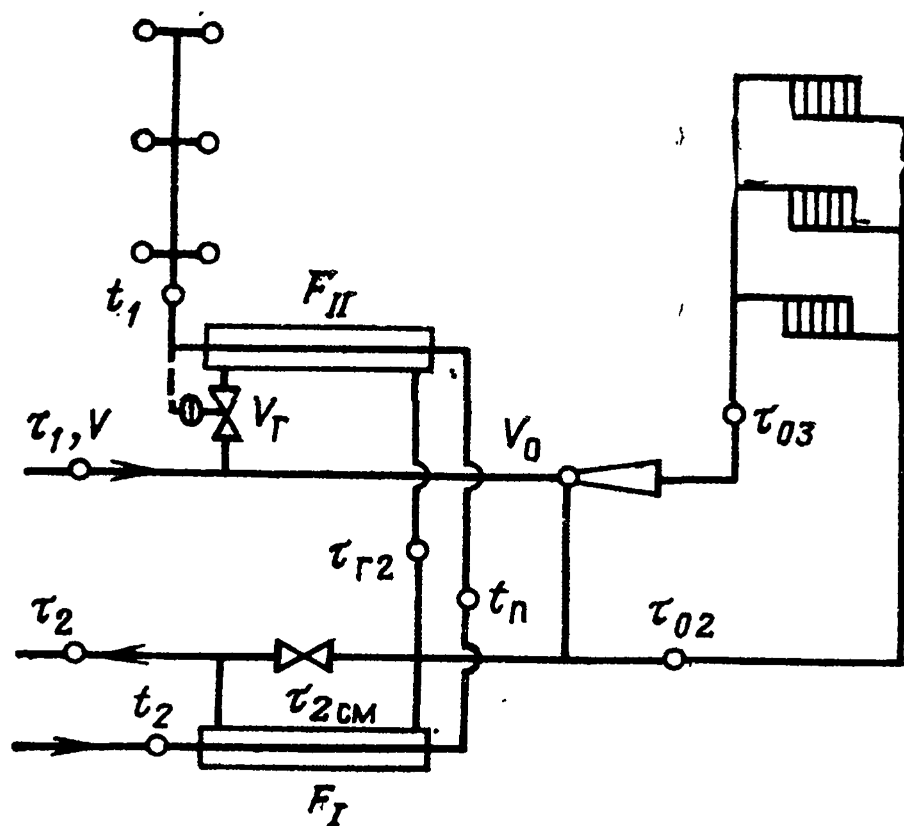


Рис. 9.4. Принципиальная схема тепловой подстанции с двухступенчатой смешанной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения

Основные параметры ввода при смешанной схеме определяются принимаемым недогревом водопроводной воды в I ступени до температуры $\tau_{2см}''$, т. е. значением $\delta t = \tau_{2см}'' - t_п''$, где $t_п''$ — температура водопроводной воды на выходе из I ступени.

Удельный расход водопроводной воды на единицу максимальной нагрузки горячего водоснабжения $v_в^м$ — величина постоянная, равная 15,7 м³/(ч·МВт) (18,2 м³/Гкал).

Удельный расход сетевой воды на горячее водоснабжение $v_г^м$ определяется из условия нагрева указанного расхода водопроводной воды от температуры $t_п''$ до температуры t_1, т. е. на

$$\Delta t = t_1 - t_п'' = t_1 - \tau_{2\,см}'' + \delta t, \qquad (9.25)$$

$$v_г^м = v_в^м \frac{t_1 - \tau_{2\,см}'' + \delta t}{\tau_1'' - \tau_{2\,см}''}. \qquad (9.26)$$

Доля тепловой нагрузки, покрываемая I ступенью подогревателя при температуре излома графика и максимальной нагрузке горячего водоснабжения,

$$q_I = \frac{t_п'' - t_2}{t_1 - t_2} = \frac{\tau_{см}'' - \delta t - t_2}{t_1 - t_2}. \qquad (9.27а)$$

То же для II ступени подогревателя

$$q_{II} = \frac{t_1 - t_п''}{t_1 - t_2} = \frac{t_1 - \tau_{см}'' + \delta t}{t_1 - t_2}. \qquad (9.27б)$$

Удельный расчетный расход сетевой воды на ввод (отнесенный к единице отопительной нагрузки), м³/(МВт·ч) (м³/Гкал),

$$v = v_г^м \rho^м + v_о. \qquad (9.28)$$

Температура сетевой воды на выходе из I ступени подогревателя

$$\tau_2'' = \tau_{2\,см}'' - \frac{q_I Q_г^м}{W} = \tau_{2\,см}'' - \frac{q_I \rho^м}{w_г^м \rho^м + w_о}, \qquad (9.29)$$

где w — эквиваленты удельных расходов ($w = vc$).

Удельная поверхность нагрева II ступени подогревателя, отнесенная к единице максимальной нагрузки горячего водоснабжения, м²/МВт (м² на 1 Гкал/ч),

$$f_{II} = \frac{q_{II}}{k (\Delta t_{ср})_{II}}, \qquad (9.30)$$

где $(\Delta t_{ср})_{II}$ определяется по известным температурам τ_1'' и $\tau_{г2}''$; t_1 и $t_п''$ (см. рис. 9.4).

Величина f_{II} зависит только от принятого значения δt, входящего в q_{II} и $t_п''$.

Удельная поверхность нагрева, м²/МВт (м² на 1 Гкал/ч), I ступени подогревателя

$$f_I = \frac{q_I}{k (\Delta t_{ср})_I}, \qquad (9.31)$$

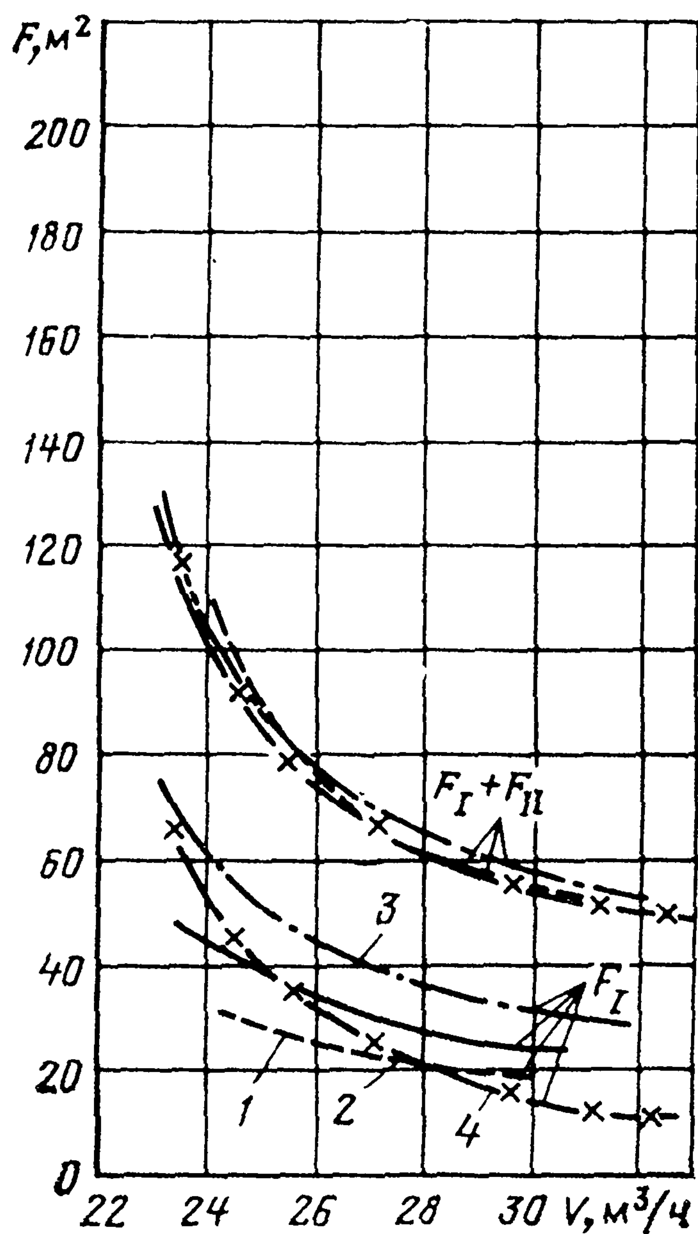
где $(\Delta t_{ср})_I$ определяется по известным температурам $\tau_{2см}''$, τ_2''; t_2 и $t_п''$.

Таким образом, в отличие от f_{II} значение f_I зависит не только от δt, но также и от отношения $\rho^м$, определяющего согласно (9.29) τ_2''.

При обычно принимаемых значениях $t_2 = 5$ °C, $t_1 = 60$ °C, $\tau_1'' = 70$ °C, $\tau_{2см}'' = \tau_{о2}'' = \tau_{г2}'' = 41{,}7$ °C, а также при $\delta t = 10$ °C приведенные выше параметры смешанной схемы принимают следующие значения: $v_г^м = v_в^м = 15{,}7$ м³/(ч·МВт) (18,2 м³/Гкал); $q_I = 0{,}485$; $q_{II} = 0{,}515$; $v = (15{,}7\rho^м + 10{,}8)$ м³/(ч·МВт) $[(18{,}2\rho^м + 12{,}5)$ м³/Гкал];

$$\tau_2'' = \left(41{,}7 - \frac{0{,}485\rho^м}{c\,(18{,}2\rho^м + 12{,}5)}\right), \text{ °C}; \quad (\Delta t_{ср})_{II} = 10 \text{ °C};$$

$f_{II} = 44{,}4$ м²/МВт (51,5 м² на 1 Гкал/ч) [при $k = 1160$ Вт/(м²·К)] [1000 ккал/(м²·ч·°С)]. Величина f_I изменяется от 26 до 29 м²/МВт (от 30 до 34 м² на 1 Гкал/ч) при увеличении $\rho^м$ от 0,66 до 1,25. На рис. 9.3 представлены зависимости между расчетным расходом сетевой воды и поверхностью подогревателей также и для смешанной схемы с $Q_о' = 1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч) и различными значениями $\rho^м$ при различных значениях δt. Как отмечалось выше, при расчете смешанной схемы принимается равенство температур сетевой воды, выходящей из II ступени подогревателя (при $Q_г^м$) и из системы отопления ($\tau_{г2}'' = \tau_{о2}'' = \tau_{2см}''$). Это условие обосновывается тем, что в этом случае отсутствуют термодинамические потери при смешении. Для того чтобы оценить, насколько ухудшаются показатели смешанной схемы при отказе от условия ($\tau_{г2}'' = \tau_{о2}''$), были проведены расчеты смешанной схемы при других температурах сетевой воды, выходящей из II ступени. Расчеты проводились при неизменных значениях $t_п'' = 30$; 35; 40 °C, определявших распределение тепловой нагрузки между ступенями подогревателя. При каждом из значений $t_п''$ принимались значения $\tau_{г2}'' - t_п'' = 3$; 5; 7; 10; 15 °C. При этом температура смешанной воды $\tau_{2см}''$, поступающей в I ступень подогревателя, изменялась в широких пределах — от 37 до 50 °C при неизменной температуре $\tau_{о2}'' = 41{,}7$ °C. На рис. 9.5 представлены результаты расчета расходов сетевой воды и поверхностей. Там же показаны результаты расчета при $\tau_{г2}'' = \tau_{о2}'' = 41{,}7$ °C. Как видно из рис. 9.5, изменение указанных условий мало влияет на расчетный расход воды и суммарную поверхность подогревате-



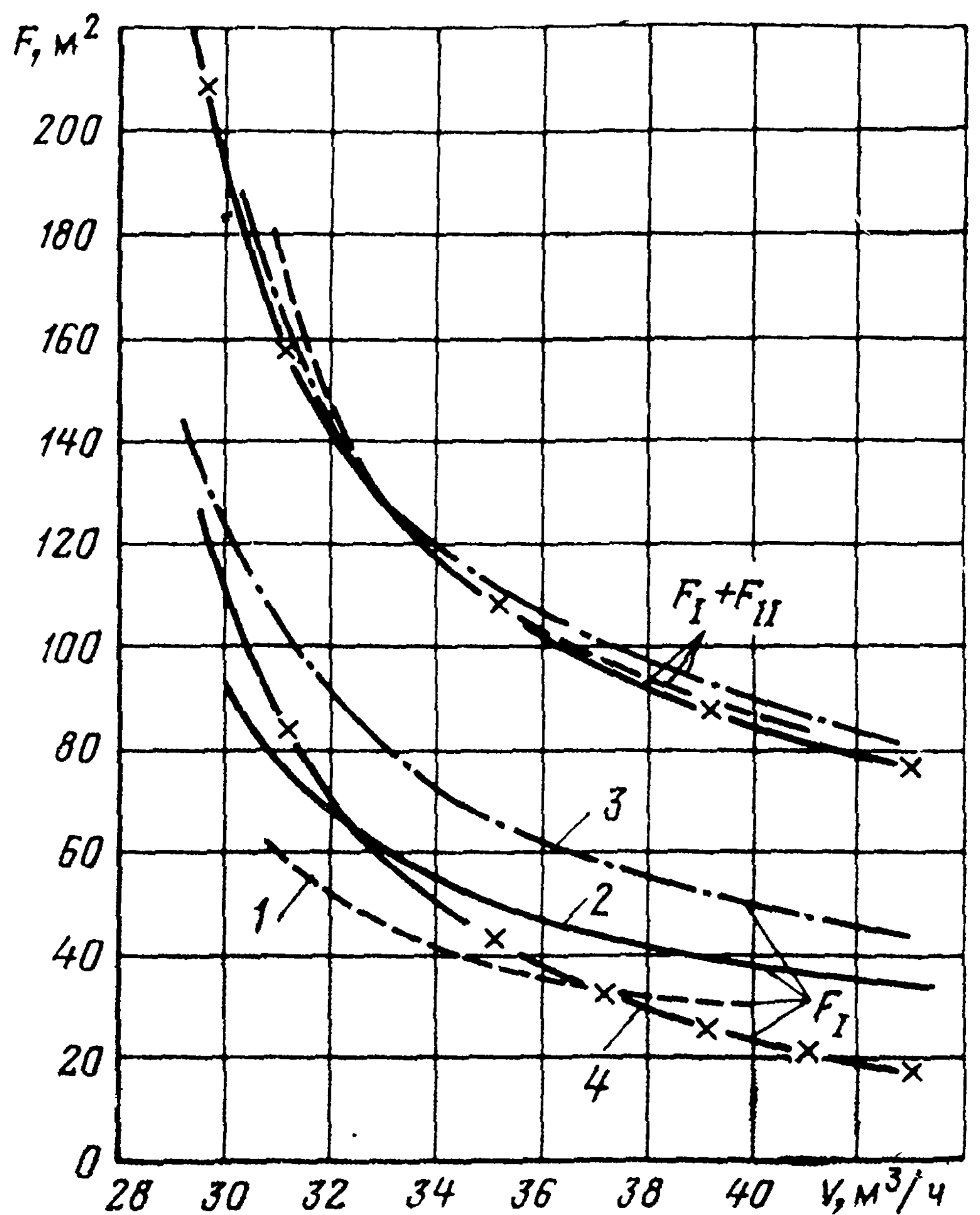


Рис. 9.5. Зависимости между расчетными расходами сетевой воды и поверхностями подогревателей F для смешанной схемы при различных расчетных условиях $Q_о' = 1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч):

$\rho^м = Q_г^м/Q_о' = 0{,}8$; *1* – $t_п'' = 30$ °С, $\tau_{г2}'' = \text{var}$; *2* – $t_п'' = 35$ °С, $\tau_{г2}'' = \text{var}$; *3* – $t_п'' = 40$ °С, $\tau_{г2}'' = \text{var}$; *4* – $t_п'' = \text{var}$, $\tau_{г2}'' = 41{,}7$ °С

лей. Изменяется лишь распределение поверхностей между I и II ступенями. Однако минимальная суммарная поверхность нагрева соответствует равенству температур $\tau_{г2}'' = \tau_{о2}''$. Таким образом, принимаемое при расчете смешанной схемы условие $\tau_{г2}'' = \tau_{о2}'' = 41{,}7$ °С является достаточно обоснованным.

На рис. 9.3 представлены результаты расчета смешанной схемы при различных значениях δt. Как видно из рис. 9.3, при обычных принимаемых в расчете для параллельной схемы значении $\tau_{г2}'' = 30$ °С и для смешанной схемы значении $\delta t = 10$ °С в смешанной схеме по сравнению с параллельной расход воды меньше примерно на 20—25 %, а поверхность подогревателей больше примерно на 30—40 %. Если же сопоставлять обе схемы по расходам сетевой воды при одинаковых поверхностях подогревателей или по поверхностям подогревателей при одинаковых расходах воды, то оказывается, что смешанная схема имеет меньшие значения этих величин в широком диапазоне изменения расчетных условий. Существуют условия, при которых обе схемы имеют одинаковые показатели по расходам воды и поверхностям подогревателей. Эти условия, как видно из рис. 9.3, соответствуют значению $\tau_{г2}'' = 30$ °С при расчете параллельной схемы и значению $\delta t = 20$ °С при расчете смешанной схемы.

Выбор оптимального значения δt для смешанной схемы, так же как и для параллельной, определяется технико-экономическим расчетом. Результаты расчетов при расходах сетевой воды и поверхностях подогревателей, приведенных на рис. 9.3, показали, что оптимальное значение δt составляет 5—7 °С, что ниже обычно принимаемых значений $\delta t = 10$ °С. Как отмечалось выше, это объясняется повысившейся в последнее время удельной стоимостью тепловой сети при неизменной удельной стоимости подогревателей.

Параметры подогревателей определяются из условий расчетного режима, т. е. при $Q_г = Q_г^м$ и $t_н = t_н''$:

$$\Phi_{II} = \frac{kF_{II}}{\sqrt{W_в^м W_г^м}} = \frac{Q_{II}^м}{\Delta t_{ср}\sqrt{W_в^м W_г^м}}, \qquad (9.32а)$$

$$\Phi_I = \frac{kF_I}{\sqrt{W_в^м (W_о' + W_г^м)}} = \frac{Q_I^м}{\Delta t_{ср}\sqrt{W_в^м (W_о' + W_г^м)}}. \qquad (9.33а)$$

Параметры подогревателей могут быть выражены также через температуры теплоносителей при расчетных условиях.

Для II ступени подогревателя с учетом условия (9.24) и выражения (9.27б) получаем

$$\Phi_{II} = \frac{1}{\Delta t_{ср}^{II}} \sqrt{(t_1 - \tau_{о2}'' + \delta t)(\tau_1'' - \tau_{о2}'')}, \qquad (9.33б)$$

где $\Delta t_{ср}^{II}$ определяется по известным температурам τ_1'', $\tau_{о2}''$, t_1 и δt.

Для I ступени подогревателя с учетом того, что

$$W_о' + W_г^м = \frac{Q_о'}{\delta\tau_о'} + \frac{q_{II}\, Q_г^м}{\tau_1'' - \tau_{о2}''} = \frac{Q_о'}{\delta\tau_о'}\left(1 + \frac{q_{II}\, \rho^м}{\bar{Q}_{о.р}''}\right), \qquad (9.34)$$

где

$$\bar{Q}_{о.р}'' = \frac{\tau_{о1}'' - \tau_{о2}''}{\delta\tau_о'} = \frac{t_в' - t_н''}{t_в' - t_н'},$$

а также с учетом условия (9.24) и выражения (9.27а) получаем

$$\Phi_I = \frac{\tau_{о2}'' - \delta t - t_2}{\Delta t_{ср}^I \sqrt{\frac{t_1 - t_2}{\delta\tau_о'}\left(\frac{1}{\rho^м} + \frac{t_1 - \tau_{о2}'' + \delta t}{t_1 - t_2}\,\frac{1}{\bar{Q}_{о.р}''}\right)}}. \qquad (9.34б)$$

Величина $\Delta t_{ср}^I$ определяется по известным температурам $\tau_{о2}''$, t_1, δt, а также по температуре τ_2'', которая находится по формуле

$$\tau_2'' = \frac{\tau_{о2}''(t_1 - t_2)\left(\frac{\bar{Q}_о''}{\rho^м} + 1\right) - \tau_1''(\tau_{о2}'' - \delta t - t_2)}{\frac{\bar{Q}_{ор}''}{\rho^м}(t_1 - t_2) + (t_1 - \tau_{о2}'' + \delta t)}. \qquad (9.35)$$

Расход сетевой воды на горячее водоснабжение при различных наружных температурах и нагрузках горячего водоснабжения определяется из решения следующей системы уравнений:

тепловая нагрузка II ступени

$$Q_{II} = \varepsilon_{II} W_{IIм}(\tau_1 - t_п) = W_в(t_1 - t_п) = W_г(\tau_1 - \tau_{г2}), \qquad (9.36)$$

тепловая нагрузка I ступени

$$Q_I = \varepsilon_I W_{Iм}(\tau_{2см} - t_2) = W_в(t_п - t_2), \qquad (9.37)$$

уравнение смешения

$$W_г \tau_{г2} + W_о \tau_{о2} = (W_г + W_о)\tau_{2см}. \qquad (9.38)$$

В (9.36) и (9.37) $W_{IIм}$; $W_{Iм}$ – меньшие значения расходов, проходящих через II и I ступени подогревателя. Эту систему уравнений решают, задавая расход воды $W_г$ и определяя по формуле (8.9) безразмерные характеристики подогревателей ε_I и ε_{II} по известным значениям Φ и $W_в$. В приведенных выше четырех уравнениях содержатся четыре неизвестные величины: t_1, t_{II}, τ_2, $\tau_{2см}$. Из решения системы уравнений определяется t_1. Если $t_1 \neq 60$ °С, то расчет повторяется при другом значении $W_г$.

По приведенной методике были произведены расчеты расходов сетевой воды и температур в обратной линии тепловой сети при различных наружных температурах и средних нагрузках горячего водоснабжения. Расчеты производились для двух тепловых подстанций с $\rho^м = 0{,}66$ и 1,25. Значения ρ при средней нагрузке горячего водоснабжения соответственно составляли $\rho^{ср} = \rho^м/2{,}2 = 0{,}3$ и 0,57. Аналогичные расчеты были проведены и для параллельной схемы включения подогревателей. Расчеты проводились при $\tau''_{г2} = 20$ °С для параллельной схемы и при $\delta t = 10$ °С для смешанной схемы. Результаты расчетов показывают, что во всем диапазоне изменения наружных температур расход сетевой воды при смешанной схеме для указанных выше нагрузок горячего водоснабжения ниже, чем при параллельной схеме, на 9—14% по отношению к среднезимнему расходу сетевой воды при смешанной схеме, а температура обратной сетевой воды при смешанной схеме ниже, чем при параллельной, примерно на 4,4 и 8,3 °С (соответственно при $\rho^{ср} = 0{,}3$ и 0,57).

Пример 9.2. Рассчитать режимы работы тепловой подстанции с двухступенчатой смешанной схемой включения подогревателей в течение отопительного сезона при средней и максимальной нагрузках горячего водоснабжения. Исходные данные те же, что и в примере 9.1.

Решение.

1. Определение параметров подогревателей горячего водоснабжения (при $t''_н = +2{,}5$ °С и $\rho^м = 0{,}66$). Принимаем недогрев воды в I ступени подогревателя $\delta t = 10$ °С. Параметр подогревателя II ступени при $\tau''_1 = 70$ °С; $\tau''_{о2} = 41{,}7$ °С; $t_1 = 60$ °С; $\delta t = 10$ °С; $\Delta t^{II}_{ср} = 10$ °С по формуле (9.32б)

$$\Phi_{II} = \frac{1}{10}\sqrt{(60-41{,}7+10)\,(70-41{,}7)} = 2{,}83.$$

Определяем τ''_2 по формуле (9.35):

$$\tau''_2 = \frac{41{,}7\,(60-5)\left(\dfrac{15{,}5}{44\cdot 0{,}66}+1\right)-70\,(41{,}7-10{,}5)}{\dfrac{15{,}5}{44\cdot 0{,}66}\,(60-5)+(60-41{,}7+10)} = 28{,}6 \text{ °С}.$$

Средняя разность температур в подогревателе I ступени

$$\Delta t^{I}_{ср} = \frac{(28{,}6-5)-(41{,}7-31{,}7)}{2{,}3\lg\dfrac{23{,}6}{10}} = 15{,}8 \text{ °С}.$$

Параметр подогревателя I ступени по формуле (9.33б)

$$\Phi_I = \frac{41{,}7-10-5}{15{,}8\sqrt{\dfrac{60-5}{80}\left(\dfrac{1}{0{,}66}+\dfrac{60-41{,}7+10}{60-5}\;\dfrac{44}{15{,}5}\right)}} = 1{,}17.$$

2. Определение расходов сетевой воды на горячее водоснабжение.

Поскольку в формулах (9.36)—(9.38) представлены абсолютные значения эквивалентов расходов, примем для расчета значение $Q'_о = 1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч). При этом $Q^{ср}_г = 0{,}35$ МВт (0,3 Гкал/ч); $Q^м_г = 0{,}765$ МВт (0,66 Гкал/ч); $V_о = 12{,}5$ м³/ч; $V^{ср}_в = 5{,}45$ м³/ч; $V^{макс}_в = 12$ м³/ч.

Определим значения $V_г$ при $t'_н = -26$ °C, $Q_г = Q_г^м$ и $Q_г = Q_г^{ср}$.

а) $Q_г = Q_г^м = 0{,}765$ МВт (0,66 Гкал/ч); $V_в = 12$ м³/ч.

Задаемся расходом воды $V_г = 3$ м³/ч.

Определяем по формулам (8.9) значения ε_{II} и ε_I:

$$\varepsilon_{II} = \frac{1}{0{,}35\frac{3}{12} + 0{,}65 + \frac{1}{2{,}83}\sqrt{\frac{3}{12}}} = 1{,}09.$$

Поскольку ε_{II} не может превышать 1, принимаем $\varepsilon_{II} = 1$;

$$\varepsilon_I = \frac{1}{0{,}35\frac{12}{15{,}5} + 0{,}65 + \frac{1}{1{,}17}\sqrt{\frac{12}{15{,}5}}} = 0{,}597.$$

Из уравнений (9.36)

$$1{,}3\,(150 - t_п) = 12\,(t_1 - t_п);$$
$$1{,}3\,(150 - t_п) = 3\,(150 - \tau_{г2}).$$

Из уравнения (9.37) $0{,}597 \cdot 12\,(\tau_{2см} - 5) = 12\,(t_п - 5)$.

Из уравнения (9.38) $3\tau_{г2} + 12{,}5 \cdot 70 = (12{,}5 + 3)\,\tau_{2см}$.

Из этих четырех уравнений определяются четыре неизвестных: $t_п = 40{,}5$ °C; $\tau_{г2} = 40{,}5$ °C; $\tau_{2см} = 64{,}3$ °C; $t_1 = 67{,}7$ °C. Поскольку t_1 превышает требуемое значение 60 °C, задаемся новым, меньшим значением $V_г$.

Принимаем $V_г = 2{,}2$ м³/ч. При этом

$$\varepsilon_{II} = \frac{1}{0{,}35\frac{2{,}2}{12} + 0{,}65 + \frac{1}{2{,}83}\sqrt{\frac{2{,}2}{12}}} = 1{,}16.$$

Принимаем $\varepsilon_{II} = 1$. При этом

$$\varepsilon_I = \frac{1}{0{,}35\frac{12}{14{,}7} + 0{,}65 + \frac{1}{1{,}17}\sqrt{\frac{12}{14{,}7}}} = 0{,}585.$$

Уравнения (9.36)—(9.38) принимают вид:

$$1 \cdot 2{,}2\,(150 - t_п) = 12\,(t_1 - t_п);$$
$$1 \cdot 2{,}2\,(150 - t_п) = 2{,}2\,(150 - \tau_{г2});$$
$$0{,}585 \cdot 12\,(\tau_{2см} - 5) = 12\,(t_п - 5);$$
$$2{,}2\,\tau_{г2} + 12{,}5 \cdot 70 = (12{,}5 + 2{,}2)\,\tau_{2см}.$$

Отсюда $t_п = 40{,}5$ °C; $\tau_{г2} = 40{,}5$ °C; $\tau_{2см} = 65{,}5$ °C; $t_1 = 60{,}5$ °C.

Поскольку полученное значение t_1 близко к требуемому, дальнейшего пересчета не производим.

б) $Q_г = Q_г^{ср} = 0{,}35$ МВт (0,3 Гкал/ч), $V_в = 5{,}45$ м³/ч. Задаемся $V_г = 0{,}4$ м³/ч.

Определяем по формуле (8.9) значения ε_{II} и ε_I:

$$\varepsilon_{II} = \frac{1}{0{,}35\frac{0{,}4}{5{,}45} + 0{,}65 + \frac{1}{2{,}83}\sqrt{\frac{0{,}4}{5{,}45}}} = 1{,}3$$

(принимаем $\varepsilon_{II} = 1$);

$$\varepsilon_I = \frac{1}{0{,}35\frac{5{,}45}{12{,}9} + 0{,}65 + \frac{1}{1{,}17}\sqrt{\frac{5{,}45}{12{,}9}}} = 0{,}738.$$

Режимы работы тепловой подстанции с двухступенчатой смешанной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения

Наружная температура, °C	$t_н$	+2,4		−6		−10		−15		−20		−26	
Температуры в тепловой сети, °C													
в подающей линии	τ_1	70		93,7		105		119		133		150	
после системы отопления	τ_{02}	41,7		50		54		59		64		70	
Относительная нагрузка горячего водоснабжения	ρ	0,3	0,66	0,3	0,66	0,3	0,66	0,3	0,66	0,3	0,66	0,3	0,66
Расход воды на горячее водоснабжение, м³/ч:													
абсолютный	$V_г$	5,1	12,0	2,1	6,0	1,6	4,6	1,13	3,65	0,7	2,85	0,4	2,2
относительный	$n=\frac{V'_г}{V'_о}$	0,408	0,96	0,168	0,48	0,128	0,368	0,09	0,282	0,056	0,228	0,032	0,176
Расход сетевой воды на ввод, м³/ч:													
абсолютный	$V'_о+V_г$	17,6	24,5	14,6	18,5	14,1	17,1	13,63	16,15	13,2	15,35	12,9	14,7
относительный	$1+n$	1,408	1,96	1,168	1,48	1,128	1,368	1,09	1,282	1,056	1,228	1,032	1,176
Температура, °C:													
сетевой воды на выходе из II ступени	$\tau_{г2}$	43,6	41,7	38,8	35,0	41,1	32,2	44,6	34,4	48,8	37,2	52,7	40,5
сетевой воды перед I ступенью	$\tau_{2см}$	42,2	41,7	48,9	45,1	52,6	48,2	57,8	53,5	63,2	59	69,5	65,5
водопроводной воды после I ступени	$t_п$	35,1	31,7	38,6	30,6	41,1	31,8	44,6	34,4	48,8	37,2	52,7	40,5
сетевой воды в обратной линии	τ_2	32,9	28,6	36,4	28,5	38,6	29,4	42,0	31,7	45,1	33,8	49,3	36,6

Система уравнений принимает следующий вид:

$$1 \cdot 0{,}4\,(150-t_п)=5{,}45\,(t_1-t_п);$$

$$1 \cdot 0{,}4\,(150-t_п)=0{,}4\,(150-\tau_{г2});$$

$$0{,}738 \cdot 5{,}45\,(\tau_{2см}-5)=5{,}45\,(t_п-5);$$

$$0{,}4\tau_{г2}+12{,}5 \cdot 70=(12{,}5+0{,}4)\,\tau_{2см}.$$

Отсюда $t_п$ = 52,7 °C; $\tau_{г2}$ = 52,7 °C; $\tau_{2см}$ = 69,5; t_1 = 59,9 °C.

Поскольку значение t_1 близко к заданному, дальнейшего пересчета не производим. Аналогично производятся расчеты при других наружных температурах. Результаты этих расчетов приведены в таблице.

9.3. РАСЧЕТ УСТАНОВОК СО СМЕШАННОЙ И ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СХЕМАМИ НА ЭВМ

Как следует из предыдущего параграфа, расчет переменных режимов абонентских установок со смешанной схемой даже при неизменном расходе сетевой воды на отопление является достаточно сложным. Он требует решения системы уравнений и производится методом последовательных приближений. Между тем в установках с параллельной и смешанной схемами регуляторы расхода, как правило, не устанавливаются и нагрузка горячего водоснабжения оказывает влияние на располагаемый напор в сети, а следовательно, и на расходы воды в системах отопления. Учет этого условия значи-

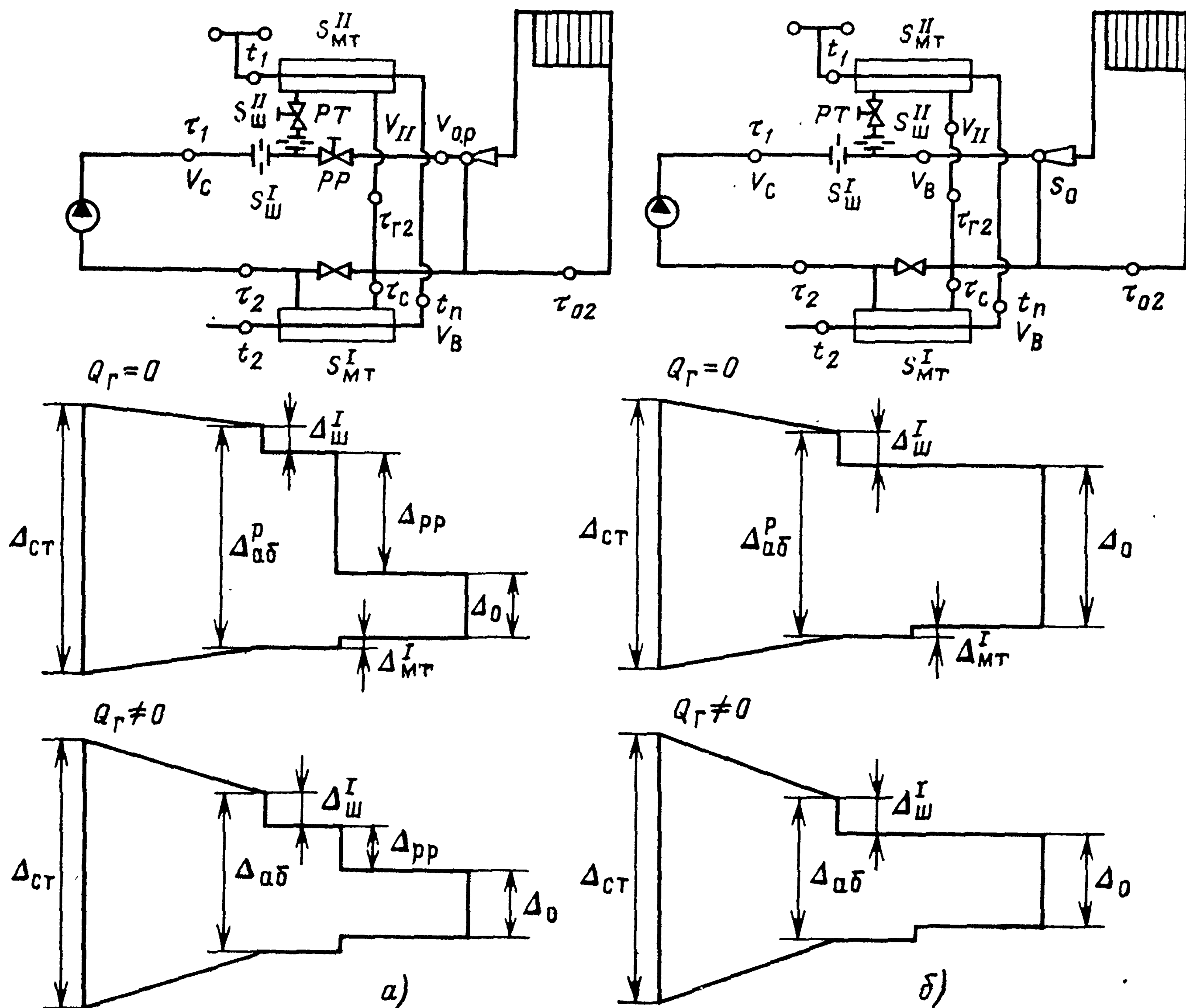


Рис. 9.6. Принципиальная схема тепловой сети и тепловых подстанций с двухступенчатой смешанной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения и пьезометрические графики при установке на вводе регулятора расхода (*а*) и без регулятора расхода (*б*)

тельно осложняет расчет режимов работы установок со смешанной схемой. Для решения этой задачи разработан алгоритм расчета переменных режимов установок с двухступенчатой смешанной схемой. По разработанной программе может производиться расчет тепловых подстанций как при наличии регулятора расхода перед системой отопления, так и при его отсутствии. Учитываются гидравлические характеристики тепловой сети и тепловой подстанции и изменения располагаемых напоров на тепловой подстанции при изменении нагрузки горячего водоснабжения. Частными случаями смешанной схемы являются: параллельная (при поверхности I ступени подогревателя, равной нулю) и так называемая «завключенная» схема (при поверхности II ступени подогревателя, равной нулю). Обе модификации также рассчитываются по разработанной программе [16, 21].

На рис. 9.6 представлена принципиальная схема тепловой сети и тепловой подстанции для двух случаев: при наличии РР (рис. 9.6, *а*) и при отсутствии РР (рис. 9.6, *б*). Там же указаны соответствующие пьезометрические графики при расчетном (ночном) режиме ($Q_г = 0$) и при наличии нагрузки горячего водоснабжения ($Q_г \neq 0$), а также основные обозначения. В общем случае предусмотрена возможность установки на тепловой подстанции двух дроссельных шайб с заданным сопротивлением, указанных на схеме.

9.3.1. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РЕЖИМ

В тепловой сети с абонентами, присоединенными по двухступенчатой смешанной схеме, увеличение расхода сетевой воды на II ступень подогревателя приводит к увеличению расхода воды в сети и к снижению располагаемого напора на тепловой подстанции. Это снижение напора при наличии РР не отражается на расходе воды в системе отопления до тех пор, пока РР при определенном минимальном перепаде давлений на вводе $\Delta_{аб}^{мин}$ не будет открыт полностью. При меньшем располагаемом перепаде давлений, а также при отсутствии РР на вводе расход сетевой воды на II ступень подогревателя влияет на расход воды в системе отопления.

При выводе основных зависимостей для расчета гидравлического режима тепловой подстанции принято допущение, что тепловая нагрузка сосредоточена в одной точке, располагаемый напор в которой при расчетном режиме (т. е. при отсутствии нагрузки горячего водоснабжения)

$$\Delta_{аб}^{р} = \Delta_{ст} - S_с V_{о.р}^2, \qquad (9.39)$$

где $\Delta_{ст}$ — располагаемый напор на станции или в точке сети, в которой располагаемый напор можно считать стабильным, не зависящим от нагрузки горячего водоснабжения; $S_с$ — сопротивление сети от этой точки до тепловой подстанции; $V_{о.р}$ — расчетный расход воды на отопление, имеющий место при отсутствии расхода воды на II ступень подогревателя.

В общем случае при расходе сетевой воды на II ступень V_{II} располагаемый напор на вводе

$$\Delta_{аб} = \Delta_{ст} - S_с (V_о + V_{II})^2, \qquad (9.40)$$

где $V_о$ — расход воды на систему отопления. В частном случае при установке РР и $\Delta_{аб} \geqslant \Delta_{аб}^{мин}$ $V_о = V_{о.р}$.

Введем следующие обозначения относительных величин: $\varphi = V_о/V_{о.р}$; $n = V_{II}/V_{о.р}$; $y = \Delta_{аб}^{р}/\Delta_{ст}$; $\alpha = \Delta_{аб}/\Delta_{аб}^{р}$.

Разделив уравнение (9.40) на (9.39), с учетом принятых обозначений получим следующее выражение:

$$\alpha = \frac{1}{y} [1 - (1 - y)(\varphi + n)^2]. \qquad (9.41)$$

В частных случаях при установке РР и $\Delta_{аб} > \Lambda_{аб}^{мин}$ $\varphi = 1$; при $y = 1$ $\alpha = 1$, т. е. располагаемый напор на вводе не зависит от нагрузки горячего водоснабжения.

Рассмотрим зависимость расхода воды на систему отопления от расхода воды на II ступень подогревателя, т. е. зависимость φ от n при отсутствии РР (рис. 9.6, *б*).

Введем следующие обозначения сопротивлений в тракте сетевой воды, указанных также на рис. 9.6: $S_о$ — сопротивление отопительной системы (элеватора); $S_{мт}^{I}$; $S_{мт}^{II}$ — сопротивления межтрубного пространства I и II ступеней подогревателя; $S_{р.т}^{о}$ — сопротивление полностью открытого регулятора температуры; $S_{ш}^{I}$; $S_{ш}^{II}$ — сопротивления шайб, устанавливаемых в общем случае последовательно с I и II ступенями подогревателя.

Обозначим:

$$\left.\begin{aligned} S_{I} &= S_{ш}^{I} + S_{мт}^{I}; \\ S_{II} &= S_{ш}^{II} + S_{рт}^{о} + S_{мт}^{II}. \end{aligned}\right\} \qquad (9.42)$$

Относительные сопротивления:

$$\bar{S}_о = S_о/(S_о + S_{I}); \quad \bar{S}_{I} = S_{I}/(S_о + S_{I}); \quad \bar{S}_о + \bar{S}_{I} = 1; \quad \bar{S}_{II} = S_{II}/(S_о + S_{I}).$$

При этих обозначениях зависимость φ от n выражается уравнением (3.8). Подставляя в это выражение значение α из (9.41), получаем

$$\varphi = -n(1 - \bar{S}_о y) + \sqrt{1 - \bar{S}_о y n^2 (1 - \bar{S}_о y)}. \qquad (9.43)$$

Определим предельный (максимально возможный) относительный расход воды на II ступень $n^{пред}$ при полностью открытом РТ. При параллельном соединении системы отопления и II ступени подогревателя, имеющем место в смешанной схеме,

$$S_о V_о^2 = S_{II} \left(V_{II}^{пред}\right)^2, \qquad (9.44а)$$

или

$$\bar{S}_о \varphi^2 = \bar{S}_{II} (n^{пред})^2. \qquad (9.44б)$$

Из совместного решения (9.43) и (9.44б) находим

$$n^{пред} = \sqrt{\frac{1}{\frac{S_{II}}{S_о} + 2\sqrt{\frac{S_{II}}{S_о}}(1 - \bar{S}_о y) + (1 - \bar{S}_о y)}}. \qquad (9.45)$$

Располагаемый напор на вводе при расчетном режиме

$$\Delta_{аб}^{р} = (S_о + S_{I}) V_{о.р}^2. \qquad (9.46)$$

При установке на вводе регулятора расхода значение $n^{пред}$ определяется из решения двух уравнений: уравнения гидравлического режима сети (9.41), а также нижеследующего уравнения гидравлического режима тепловой подстанции:

$$\Delta_{аб} = S_{I} \left(V_{о.р} + V_{II}^{пред}\right)^2 + S_{II} \left(V_{II}^{пред}\right)^2, \qquad (9.47а)$$

или

$$\Delta_{аб} = V_{о.р}^2 [S_{I} (1 + n^{пред})^2 + S_{II} (n^{пред})^2]. \qquad (9.47б)$$

Из совместного решения (9.41) и (9.47б) получаем

$$n^{\text{пред}} = \frac{-[S_{\text{I}}+K(1-y)]+\sqrt{[S_{\text{I}}+K(1-y)]^2-[S_{\text{I}}+S_{\text{II}}+K(1-y)](S_{\text{I}}-Ky)}}{S_{\text{I}}+S_{\text{II}}+K(1-y)}, \quad (9.48)$$

где

$$K = \frac{\Delta^{\text{р}}_{\text{аб}}}{y\,(V_{\text{о.р}})^2}\,.$$

По уравнению (9.48) определяем $n^{\text{пред}}$, получаемое при полном открытии регулятора температуры и $\varphi = 1$. Равенство $\varphi = 1$ выполняется лишь при $\Delta_{\text{аб}} \geqslant \Delta^{\text{мин}}_{\text{аб}}$. Поэтому после определения $n^{\text{пред}}$ по уравнению (9.48) находим $\Delta_{\text{аб}}$ из (9.41) и сопоставляем с заданным $\Delta^{\text{мин}}_{\text{аб}}$. Если $\Delta_{\text{аб}} \geqslant \Delta^{\text{мин}}_{\text{аб}}$, то определенное из (9.48) значение $n^{\text{пред}}$ может быть достигнуто. Если $\Delta_{\text{аб}} < \Delta^{\text{мин}}_{\text{аб}}$, то принятое условие ($n = n^{\text{пред}}$ и $\varphi = 1$) не обеспечивается. В этом случае $n^{\text{пред}}$ определяем из уравнения (9.41) при $\varphi = 1$ и $\alpha = \alpha^{\text{мин}} = \Delta^{\text{мин}}_{\text{аб}}/\Delta^{\text{р}}_{\text{аб}}$, при этом РТ открыт не полностью:

$$n^{\text{пред}} = -1+\sqrt{(1-y\alpha^{\text{мин}})/(1-y)}. \quad (9.49)$$

Диаметр сопла элеватора определяем при известном значении $S_{\text{о}} = S_{\text{эл}}$ по формуле (2.15).

9.3.2. ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ

При расчете теплового режима определяются тепловые нагрузки и все температуры в системе отопления и обеих ступенях подогревателя горячего водоснабжения.

Тепловая нагрузка системы отопления определяется из формул (8.11) и (8.12):

$$Q_{\text{о}} = \frac{W_{\text{о}}(\tau_1 - t_{\text{в}})}{\dfrac{0{,}5+u}{1+u} + \dfrac{W_{\text{о}}}{\Phi_{\text{о}}\,\overline{Q}_{\text{о}}^{0,2}}}\,. \quad (9.50)$$

Тепловая нагрузка I ступени

$$Q_{\text{I}} = \frac{(\tau_{2\text{см}}-t_2)\left\{1-\exp\left[-k_{\text{I}}F_{\text{I}}\left(\dfrac{1}{W_{\text{с}}}-\dfrac{1}{W_{\text{в}}}\right)\right]\right\}}{\dfrac{1}{W_{\text{с}}}-\dfrac{1}{W_{\text{в}}}\exp\left[-k_{\text{I}}F_{\text{I}}\left(\dfrac{1}{W_{\text{с}}}-\dfrac{1}{W_{\text{в}}}\right)\right]}\,. \quad (9.51)$$

Тепловая нагрузка II ступени

$$Q_{\text{II}} = \frac{(\tau_1-t_{\text{п}})\left\{1-\exp\left[-k_{\text{II}}F_{\text{II}}\left(\dfrac{1}{W_{\text{II}}}-\dfrac{1}{W_{\text{в}}}\right)\right]\right\}}{\dfrac{1}{W_{\text{II}}}-\dfrac{1}{W_{\text{в}}}\exp\left[-k_{\text{II}}F_{\text{II}}\left(\dfrac{1}{W_{\text{II}}}-\dfrac{1}{W_{\text{в}}}\right)\right]}\,. \quad (9.52)$$

Из уравнений теплового баланса определяются температуры теплоносителей на выходе из подогревателей:

$$t_{\text{п}} = t_2 + \frac{Q_{\text{I}}}{W_{\text{в}}}\,; \quad (9.53)$$

$$\tau_{\text{г2}} = \tau_1 - \frac{Q_{\text{II}}}{W_{\text{II}}}\,. \quad (9.54)$$

Из совместного решения (9.52) и (9.54), а также (9.51) и (9.53) получаем основные уравнения, заложенные в алгоритм расчета:

$$t_п\left\{1-\exp\left[-k_{II}F_{II}\left(\frac{1}{W_{II}}-\frac{1}{W_в}\right)\right]\right\}+$$

$$+\tau_{г2}\left\{\frac{W_{II}}{W_в}\exp\left[-k_{II}F_{II}\left(\frac{1}{W_{II}}-\frac{1}{W_в}\right)\right]-1\right\}=$$

$$=\tau_1\exp\left[-k_{II}F_{II}\left(\frac{1}{W_{II}}-\frac{1}{W_в}\right)\right]\left(\frac{W_{II}}{W_в}-1\right); \qquad (9.55)$$

$$t_п\left\{\exp\left[-k_I F_I\left(\frac{1}{W_с}-\frac{1}{W_в}\right)\right]-\frac{W_в}{W_с}\right\}+$$

$$+\tau_{2см}\left\{1-\exp\left[-k_I F_I\left(\frac{1}{W_с}-\frac{1}{W_в}\right)\right]\right\}=t_2\left(1-\frac{W_в}{W_с}\right). \qquad (9.56)$$

Уравнение смешения потоков сетевой воды перед I ступенью подогревателя

$$W_{II}\tau_{г2}+W_о\tau_{о2}=W_{см}\tau_{2см}. \qquad (9.57)$$

Из совместного решения системы уравнений (9.55)—(9.57) определяем $t_п$, $\tau_{г2}$, $\tau_{2см}$.

9.3.3. РАСЧЕТ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Коэффициент теплопередачи подогревателей определяется по известному уравнению

$$k=\frac{\beta}{\dfrac{1}{\alpha_{мт}}+\dfrac{1}{\alpha_т}+\dfrac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}}}, \qquad (9.58)$$

где β учитывает снижение коэффициента теплопередачи вследствие загрязнения трубок.

Коэффициенты теплоотдачи от греющей воды к трубкам $\alpha_{мт}$ и от трубок к нагреваемой воде $\alpha_т$ определяются по критериальным уравнениям при турбулентном режиме течения жидкости:

$$Nu=0{,}021\,Re^{0{,}8}\,Pr^{0{,}43}, \qquad (9.59)$$

где $Nu=\alpha d/\lambda$; $Re=wd/\nu$; $Pr=\nu/a$.

Физические параметры воды γ, λ, ν и Pr определяются при средней температуре воды. Значение d при расчете $\alpha_{мт}$, принимается равным эквивалентному диаметру $d_э$, а при расчете $\alpha_т$ – равным внутреннему диаметру трубок $d_в$.

9.3.4. ЗАДАЧИ И АЛГОРИТМ РАСЧЕТА

Разработанная программа [16, 21] позволяет решить при любой наружной температуре одну из следующих трех задач:

1) определение внутренней температуры отапливаемых помещений при заданных расходе сетевой воды и температурном графике сети;

2) определение требуемого расхода сетевой воды на систему отопления, обеспечивающего заданную внутреннюю температуру при заданном температурном графике сети;

3) определение требуемого температурного графика, обеспечивающего заданную внутреннюю температуру при заданном расходе сетевой воды на отопление.

При решении последних двух задач известно значение требуемой внутренней температуры $t_{\text{в.т}}$ и одной из двух величин: расчетного расхода сетевой воды $V_{\text{о.р}}$ или температуры в сети τ_1; при этом вторая величина задается произвольно. При решении первой задачи известны $V_{\text{о.р}}$ и τ, а температура $t_{\text{в}}$ задается предварительно произвольно. Определение искомых величин производится итерационным методом в процессе расчета всей тепловой подстанции. Одновременно определяются все параметры (расходы, температуры, коэффициенты теплопередачи, потери напора) в характерных точках схемы.

Расчет тепловой подстанции состоит из следующих основных этапов;

а) расчета предельного расхода сетевой воды на II ступень подогревателя из условий гидравлического режима тепловой станции;

б) теплового расчета тепловой подстанции (одна итерация), включающей: расчет системы отопления; расчет I и II ступеней подогревателя горячего водоснабжения (производится для всего диапазона суточного графика горячего водоснабжения); расчет среднесуточной внутренней температуры отапливаемых помещений $t_{\text{в}}$ и увязку ее с искомой величиной;

в) гидравлического расчета тепловой подстанции.

Для решения указанных задач составлена единая программа как при установке РР на тепловой подстанции, так и при его отсутствии.

9.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ ПО РАЗРАБОТАННОЙ ПРОГРАММЕ

Пример 9.3. Определить расчетный расход воды на отопление (на ввод) $V_{\text{о.р}}$ при первой из заданных в исходных данных наружной температуре $t_{\text{н}}$ и режимы работы при всех остальных температурах $t_{\text{н}}$ (решение задачи 1).

Исходные данные: расчетная нагрузка отопления $Q_0' = 1$ Гкал/ч; параметр системы отопления $\Phi_0 = 15\,500$ ккал/(ч·°С); расчетный расход воды принят предварительно равным $V_{\text{о.р}} = 12{,}5$ м³/ч; коэффициент смешения элеватора $u = 2{,}2$.

На вводе установлены регуляторы расхода и температуры типа РР-100 с сопротивлением при полном открытии $S^{\text{о}}_{\text{р.р}} = S^{\text{о}}_{\text{р.т}} = 0{,}0015$ м·ч²/м⁶.

Средняя нагрузка горячего водоснабжения $Q_{\text{г}}^{\text{ср}} = 0{,}5$ Гкал/ч; $Q_{\text{г}}^{\text{ср}}/Q_0' = 0{,}5$. Принят следующий суточный график нагрузки горячего водоснабжения:

$Q_{\text{г}} = 0$	6 ч
$Q_{\text{г}} = Q_{\text{г}}^{\text{ср}}$	10 ч
$Q_{\text{г}} = 1{,}3\,Q_{\text{г}}^{\text{ср}}$	4 ч
$Q_{\text{г}}^{\text{м}} = 2{,}2\,Q_{\text{г}}^{\text{ср}}$	4 ч

Температурный график в подающей линии сети рассчитан на покрытие совместной нагрузки отопления и горячего водоснабжения, присоединенного по последовательной двухступенчатой схеме с отношением $\rho_{\text{р}} = Q_{\text{г}}^{\text{ср}}/Q_0' \approx 0{,}25$:

$t_{\text{н}}$, °С	—26	—15	—10	—5	0	+5
τ_1, °С	150	122	109	96	83	70

Поэтому расчетный расход воды на отопление $V_{\text{о.р}}$ в данной задаче должен определяться при $t_{\text{н}}' = -26$ °С, а не в точке излома графика при $t_{\text{н}}'' = +5$ °С. На вводе установлен подогреватель $D_{\text{н}} = 219$ мм, $Z_{\text{I}} = Z_{\text{II}} = 5$. Расчетный располагаемый напор у абонента $\Delta^{\text{р}}_{\text{аб}} = 60$ м. Принята сеть с большой гидравлической устойчивостью, т. е. $\Delta_{\text{ст}} = 65$ м ($y = 0{,}923$). Минимальный перепад давлений у абонента, при котором полностью открыт регулятор расхода, $\Delta^{\text{мин}}_{\text{аб}} = 12$ м, минимальный напор на элеваторе $\Delta^{\text{мин}}_{\text{э}} = 8$ м.

Результаты расчета при трех значениях температуры наружного воздуха $t_{\text{н}} =$ = —26, —10 и 5 °С представлены в таблице. Требуемый расчетный расход воды на отопление $V_{\text{о.р}} = 12{,}5$ м³/ч. При этом расходе по мере увеличения наружных температур при принятом повышенном температурном графике растет температура внутри

Температура наружного воздуха, °С	$t_н$	—26				—10				5			
Внутреняя температура, °С	$t_в$	17,99				18,76				19,88			
Среднесуточная нагрузка отопления, Мкал/ч	$Q_о^{ср}$	999,88				653,7				338,2			
Расчетный расход сетевой воды на отопление, м³/ч	$V_{о.р}$	12,5				12,5				12,5			
Предельный расход сетевой воды на II ступень подогревателя, м³/ч	$V_{II}^{пред}$	28,20				28,2				28,2			
Нагрузка горячего водоснабжения, Мкал/ч	$Q_г$	0	500	650	1100	0	500	650	1100	0	500	650	1100
Расход теплоты на систему отопления, Мкал/ч	$Q_о$	999,8	999,8	999,8	999,8	653,7	653,7	653,7	653,7	338,2	338,2	338,2	338,2
Расход сетевой воды, м³/ч	$V_о$	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
Температура сетевой воды на выходе из отопительной системы, °С	$\tau_{о2}$	70,0	70,0	70,0	70,0	56,7	56,7	56,7	56,7	42,9	42,9	42,9	42,9
Температура сетевой воды на входе, °С	$\tau_{о1}$	150,0	150,0	150,0	150,0	109,0	109,0	109,0	109,0	70,0	70,0	70,0	70,0
Расход водопроводной воды, м³/ч	$V_в$	0	9,02	11,8	20,0	0	9,09	11,8	20,0	0	9,09	11,8	20,0
Вторая ступень подогревателя горячего водоснабжения													
Расход сетевой воды, м³/ч	$V_н$	0	0	0,66	3,4	0	1,64	2,79	6,8	0	7,03	9,5	18,3
Коэффициент теплопередачи, Мкал/(м²·ч·°С)	$к_{II}$	0	0	0,11	0,34	0	0,18	0,26	0,50	0	0,40	0,50	0,81
Поверхность нагрева, м²	F_{II}	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5
Температура водопроводной воды на выходе, °С	t_I	60,0	60,6	60,0	59,8	60,0	61,0	60,2	59,9	60,0	60,04	59,8	60,12
Температура водопроводной воды на входе, °С	t_{II}	5	60,6	54,7	41,6	5,0	49,4	45,2	35,7	5,0	40,7	39,2	37,0
Температура сетевой воды на выходе, °С	$\tau_{г2}$	150,0	150,0	54,7	41,9	109,0	49,5	45,6	37,8	70,0	44,9	44,4	44,7

Первая ступень подогревателя горячего водоснабжения													
Температура сетевой воды на входе, °C	$\tau_{см}$	70,0	70,0	69,2	64,02	56,7	55,9	54,7	50,03	42,9	43,7	43,6	44,0
Расход водопроводной воды, м³/ч	$V_в$	0	9,02	11,8	20,0	0	9,09	11,8	20,0	0	9,09	11,8	20,0
Расход сетевой воды, м³/ч	$V_с$	12,5	12,5	13,2	15,9	12,5	14,1	15,3	19,3	12,5	19,5	22,0	30,8
Коэффициент теплоотдачи, Мкал/(м²·ч·°C)	κ_I	0	0,48	0,53	0,65	0	0,48	0,54	0,68	0	0,52	0,60	0,84
Поверхность нагрева, м²	F_I	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5	65,5
Температура водопроводной воды на выходе, °C	t_n	5,0	60,6	54,7	41,6	5,0	49,4	45,2	35,7	5,0	40,7	39,2	37,0
Температура водопроводной воды на входе, °C	t_2	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
Температура сетевой воды на выходе, °C	τ_2	70,0	29,9	24,6	17,9	56,7	27,3	23,6	18,3	42,9	27,1	25,2	23,2
Нагрузка подогревателя, Мкал/ч													
I ступени	Q_I	0	501,0	587,2	731,3	0	403,3	475,0	613,3	0	324,4	404,6	640,1
II ступени	Q_{II}	0	0	63,29	365,3	0	97,6	176,8	484,6	0	176,0	242,5	462,4
суммарная	$Q_г$	0	501,0	650,5	1097	0	500,9	651,8	1098	0	500,4	647,1	1102,4
Потери напора в элементах схемы ввода:													
на тепловом пункте, м	$\Delta_{аб}$	60,0	60,0	59,5	56,9	60,0	58,6	57,5	53,1	60	52,8	49,6	34,7
в шайбе I, м	$\Delta_ш^I$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
в системе отопления и регуляторе расхода, м	Δ_0	59,8	59,8	59,3	56,6	59,8	58,4	57,3	52,7	59,8	52,4	49,0	33,4
сетевой воды в I ступени, м	Δ_I	0,17	0,18	0,19	0,28	0,17	0,22	0,26	0,41	0,17	0,42	0,53	1,04
сетевой воды во II ступени, м	Δ_{II}	0	0	0	0,013	0	0,003	0,009	0,05	0	0,06	0,1	0,4
в шайбе II, м	$\Delta_ш^{II}$	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
в регуляторе температуры, м	$\Delta_{рт}$	59,8	59,8	59,3	56,6	59,8	58,4	57,3	52,6	59,8	52,3	48,9	33,3
в полностью открытом регуляторе температуры, м	$\Delta_{рт}^0$	0	0	0	0,02	0	0,004	0,01	0,08	0	0,08	0,14	0,52
водопроводной воды, м	$\Delta_в$	0	0,3	0,51	1,46	0	0,30	0,51	1,46	0	0,30	0,51	1,46

Расчетная величина		При установке на вводе РР (пример 9.3) $\Delta_{ст}=65,0$ м, $\Delta_{аб}^{р}=60,0$ м						При отсутствии РР (пример 9.4) $\Delta_{ст}=74,0$ м, $\Delta_{аб}^{р}=60,0$ м				
		Температура наружного воздуха $t_н$, °С										
		5	0	−5	−10	−15	−26	5	0	−5	−10	−26
Расход сетевой воды $V_{ор}$, м³/ч		12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,7	12,7	12,7	12,7	12,7
Внутренняя температура $t_в$, °С		19,88	19,41	19,17	18,76	18,54	17,99	18,75	18,82	18,59	18,41	18,05
Расход сетевой воды на систему отопления $V_о$, м³/ч	а	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	10,93	11,77	12,14	12,35	12,7
	б	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	5,95	9,02	10,19	10,89	11,89
Температура воды после системы отопления $\tau_{о2}$, °С	а	42,9	47,7	52,1	56,7	61,01	70,0	40,2	46,0	51,3	56,1	70,3
	б	42,9	47,7	52,1	56,7	61,01	70,0	32,2	41,5	47,7	53,3	68,2
Расход сетевой воды на II ступень подогревателя V_{II}, м³/ч	а	7,03	4,06	2,66	1,64	0,938	0	7,46	4,29	2,70	1,75	0
	б	18,3	11,9	8,93	6,80	5,45	3,38	20,37	13,31	9,89	7,59	3,77
Температура сетевой воды на выходе из II ступени $\tau_{г2}$, °С	а	45,0	44,1	46,2	49,5	52,9	—	43,6	42,6	45,2	48,9	—
	б	44,7	39,6	38,0	37,8	38,7	41,9	42,6	36,5	34,8	34,8	40,0
Расход сетевой воды на ввод и I ступень $V_с$, м³/ч	а	19,53	16,56	15,16	14,14	13,44	12,5	18,39	16,06	14,84	14,10	12,7
	б	30,8	24,4	21,43	19,30	17,95	15,88	26,32	22,33	20,08	18,48	15,66
Температура сетевой воды на входе в I ступень $\tau_{см}$, °С	а	43,7	46,8	51,0	55,9	60,4	70,0	41,6	45,1	50,2	55,2	70,6
	б	44,0	43,7	46,2	50,0	54,2	64,0	40,3	38,5	41,4	45,7	61,4
Температура обратной сетевой воды τ_2, °С	а	27,1	26,2	26,6	27,3	28,0	29,9	25,1	24,9	25,9	27,0	31,1
	б	23,2	19,8	18,8	18,3	18,1	18,0	19,6	17,0	16,5	16,6	17,3
Располагаемый напор на вводе $\Delta_{аб}$, м	а	52,8	56,22	57,65	58,6	59,22	60,0	44,65	51,63	54,89	56,76	60,0
	б	34,72	45,93	50,31	53,08	54,69	56,93	13,88	30,72	38,99	44,36	52,71
Диаметр сопла элеватора $d_с$, мм												11,84

Примечание. а, б — режимы при $Q_г^{ср}$ и $Q_г^{м}$.

помещения, достигающая максимального значения 19,9 °С при $t''_н = 5$ °С. Предельный расход сетевой воды на II ступень подогревателя $V_{II}^{пред} = 28{,}2$ м³/ч. Максимальный расход воды на II ступень при $t_н = +5$ °С $V_{II}^{м} = 18{,}3$ м³/ч, т. е. регулятор температуры открыт не полностью. На это указывает также то, что $\Delta_{р.т}^{0} \ll \Delta_{р.т}$. Напор на вводе при $t_н = 5$ °С и $Q_г^{м}$ снижается до 34,7 м.

Пример 9.4. Решить такую же задачу при отсутствии на вводе регулятора расхода ($S_{р.р}^{0} = 0$) и располагаемом напоре станции $\Delta_{ст} = 74$ м ($y = 0{,}81$). Расчет произвести при температурах наружного воздуха $t_н = -26, -10, -5, 0, 5$ °С. Остальные исходные данные — как в примере 9.3. Результаты расчетов представлены в таблице слева. Там же для сопоставления приведены некоторые результаты расчета примера 9.3. Определены расчетный расход воды на отопление $V_{о.р} = 12{,}7$ м³/ч, предельный расход сетевой воды на II ступень $V_{II} = 26{,}4$ м³/ч, диаметр сопла элеватора $d_с = 11{,}84$ мм (определялся только при первой температуре $t_н = -26$ °С). При максимальной нагрузке горячего водоснабжения $V_{II}^{м} = 20{,}4$ м³/ч, т. е. РТ открыт не полностью. При этом расход воды на систему отопления снижается до $V_о = 5{,}95$ м³/ч. Напор на тепловой подстанции снижается до 13,9 м. При принятом температурном графике и постоянном расходе $V_{о.р} = 12{,}7$ м³/ч по мере роста наружной температуры от −26 до 5 °С внутренняя температура увеличивается от 18 до 18,8 °С.

Пример 9.5. Рассчитать требуемый температурный график для тепловой подстанции без регулятора расхода при $t_н = -26, -10, -5, 0, +5, +10$ °С при заданном расчетном расходе воды $V_{о.р} = 12{,}5$ м³/ч и внутренней температуре $t_{в.т} = 18$ °С. Исходные данные такие же, как в примере 9.3. Температуры в сети τ_1 приняты предварительно для указанных выше значений $t_н$ равными соответственно 150, 109, 96, 83, 70 °С. Расчет производится при условии, что если при температуре τ_1, рассчитанной из условия $t_в = t_{в.т} = 18$ °С, температура водопроводной воды t_1 при $Q_г^{м}$ окажется меньше требуемой t'_1, то производится пересчет температуры в сети τ_1 из условия удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения при $t_1 = t'_1$. При этом будет иметь место перегрев помещений, $t_в > t_{в.т}$.

Результаты расчетов представлены в таблице. При $t_н = +10$ °С, $t_в = 20{,}4$ °С максимальный расход сетевой воды на II ступень равен предельному: $V_{II}^{макс} = V_{II}^{пред} = 26{,}03$ м³/ч. При этом режиме регулятор температуры полностью открыт, располагаемый напор на вводе снижается до 2,7 м, расход воды на систему отопления — до 2,17 м³/ч.

Расчетная величина		Наружная температура $t_н$, °С					
		10	5	0	−5	−10	−26
Температура в подающей линии сети τ_1, °С	—	64,6	68,2	80,7	94,2	107,7	151,7
Внутренняя температура $t_в$, °С	—	20,42	17,97	17,96	17,89	17,84	18,25
Расход сетевой воды на систему отопления $V_о$, м³/ч	а б	9,74 2,17	10,43 4,99	11,43 8,46	11,86 9,86	12,12 10,6	12,5 11,7
Температура воды после системы отопления $\tau_{о2}$, °С	а б	38,0 23,1	38,6 29,3	44,2 39,5	49,7 46,1	54,9 51,8	70,7 68,3
Расход сетевой воды на II ступень подогревателя V_{II}, м³/ч	а б	10,63 26,03	8,44 21,67	4,84 14,2	3,05 10,27	1,88 7,88	0 3,72
Температура сетевой воды на выходе из II ступени $\tau_{г2}$, °С	а б	47,4 47,5	44,3 43,3	41,9 36,8	44,1 34,3	47,7 34,1	— 39,6

Расчетная величина		Наружная температура $t_н$, °С					
		10	5	0	—5	—10	—26
Расход сетевой воды на ввод и I ступень $V_с$, м³/ч	а б	20,37 28,2	18,87 26,66	16,27 22,66	14,91 20,13	14,0 18,48	12,5 15,42
Температура сетевой воды на входе в I ступень $\tau_{см}$, °С	а б	42,9 45,6	41,2 40,7	43,5 37,8	48,6 40,1	53,9 44,3	70,7 61,4
Температура обратной сетевой воды τ_2, °С	а б	27,2 22,6	25,2 19,9	24,4 16,9	25,3 16,2	26,4 16,3	30,6 17,1
Располагаемый напор на вводе $\Delta_{аб}$, м	а б	36,82 2,70	42,09 10,33	50,28 27,97	54,09 37,69	56,45 43,4	60,0 52,71

Примечание. а, б — режимы при $Q_г^{ср}$ и $Q_г^{макс}$.

Пример 9.6. Произвести сравнительные расчеты режимов работы смешанной и одноступенчатых параллельной и завключенной схем присоединения нагрузки горячего водоснабжения при одинаковых приведенных ниже исходных данных: расчетная нагрузка отопления $Q_о' = 1$ Гкал/ч; параметр отопительной системы $\Phi_о = 15\,500$ ккал/ /(ч·°С); расчетный расход сетевой воды $V_{о.р} = 12{,}5$ м³/ч; коэффициент смешения элеватора $u = 2{,}2$; средняя относительная нагрузка горячего водоснабжения $\rho^{ср} = 0{,}3$.

Суточный график нагрузки горячего водоснабжения такой же, как в примере 9.3.

Наименование расчетных величин		Схема присоединения подогревателя горячего водоснабжения								
		двухступенчатая смешанная	параллельная			завключенная				
		Наружная температура $t_н$, °С								
		2,5	—10	—26	2,5	—10	—26	2,5	—10	—26
Температура в подающей линии сети τ_1, °С		70	106	150	70	106	150	70	106	150
Расход сетевой воды на систему отопления $V_о$, м³/ч		12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5
Расход сетевой воды через регулятор температуры V_{II}, м³/ч	а б	5,31 13,95	1,29 4,60	0,04 1,88	6,41 15,37	3,13 7,11	2,09 4,63	22,5 26,09	1,72 4,26	0 0,63
Расход сетевой воды на тепловой пункт $V_с$, м³/ч	а б	17,81 26,45	13,79 17,10	12,54 14,38	18,91 27,87	15,63 19,61	14,59 17,13	35,0 38,59	14,22 16,76	12,5 13,13
Температура воды после системы отопления $\tau^о_2$, °С		41,7	55,0	70,0	41,7	55,0	70,0	41,7	55,0	70,0
Температура сетевой воды на выходе из II ступени $\tau_{г2}$, °С	а б	47,2 48,5	47,6 41,6	59,4 45,1	23,1 27,0	10,2 12,9	6,53 7,87	— —	— —	— —
Температура сетевой воды на входе в I ступень $\tau_с$, °С	а б	43,3 45,3	54,3 51,4	70,0 66,7	— —	— —	— —	59,9 60,8	61,2 68,0	70,0 73,8
Температура обратной сетевой воды τ_2, °С	а б	33,2 31,6	38,0 30,1	46,3 34,5	35,4 33,6	46,1 39,7	60,9 53,2	51,4 43,8	40,0 28,7	46,0 23,7

Примечание. а, б — режимы при $Q_г^{ср}$ и $Q_г^{м}$.

Расчеты режимов провести при трех значениях температур наружного воздуха: $t_н$ = 2,5; —10; —26 °C. Соответствующие температуры в подающей линии сети τ_1 = 70, 106, 150 °C (отопительный температурный график).

Принят подогреватель $D_н$ = 168 мм. Для смешанной схемы $z_I = 3$ ($S_I^{мт}$ = 0,00171 м·ч²/м⁶), $z_{II} = 4$ ($S_{II}^{мт}$ = 0,00228 м·ч²/м⁶).

Для параллельной схемы $z_I = 0$ ($S_I^{мт} = 0$), $z_{II} = 7$ ($S_{II}^{мт}$ = 0,00399 м·ч²/м⁶). Для завключенной схемы $z_I = 7$ ($S_I^{мт}$ = 0,00399 м·ч²/м⁶), $z_{II} = 0$ ($S_{II}^{мт} = 0$).

На тепловом пункте установлены регуляторы расхода и температуры типа РР-50 ($S^0_{р.р} = S^0_{р.т}$ = 0,019 м·ч²/м⁶). Принято, что располагаемый напор на вводе не изменяется, т. е. $\Delta_{ст} = \Delta^р_{аб} = \Delta^{мин}_{аб}$ = 40 м ($y = 1$, $\alpha = 1$), $\Delta^{мин}_э$ = 10 м. Результаты расчетов представлены в таблице. Как видно из этой таблицы, при температуре $t''_н$ = 2,5 °C минимальный расход сетевой воды на вводе $V_с$ имеет место при смешанной схеме, а максимальный — при завключенной. При минимальной наружной температуре —26 °C минимальный расход сетевой воды на вводе $V_с$ наблюдается при завключенной схеме, а максимальный — при параллельной.

Глава десятая

ТЕПЛОВЫЕ РЕЖИМЫ УСТАНОВОК С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМОЙ ВКЛЮЧЕНИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

10.1. УСЛОВИЯ ПРИМЕНЕНИЯ УСТАНОВОК С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМОЙ

Присоединение к тепловой сети нагрузки горячего водоснабжения по схемам, рассмотренным в предыдущей главе, приводит к значительному увеличению расчетного расхода сетевой воды и, следовательно, к увеличению диаметра сети и ее стоимости. Стремление сократить расчетный расход воды в тепловой сети привело к разработке двухступенчатой последовательной схемы включения подогревателей горячего водоснабжения (рис.10.1). В районах нового жилищного строительства, где большинство абонентов

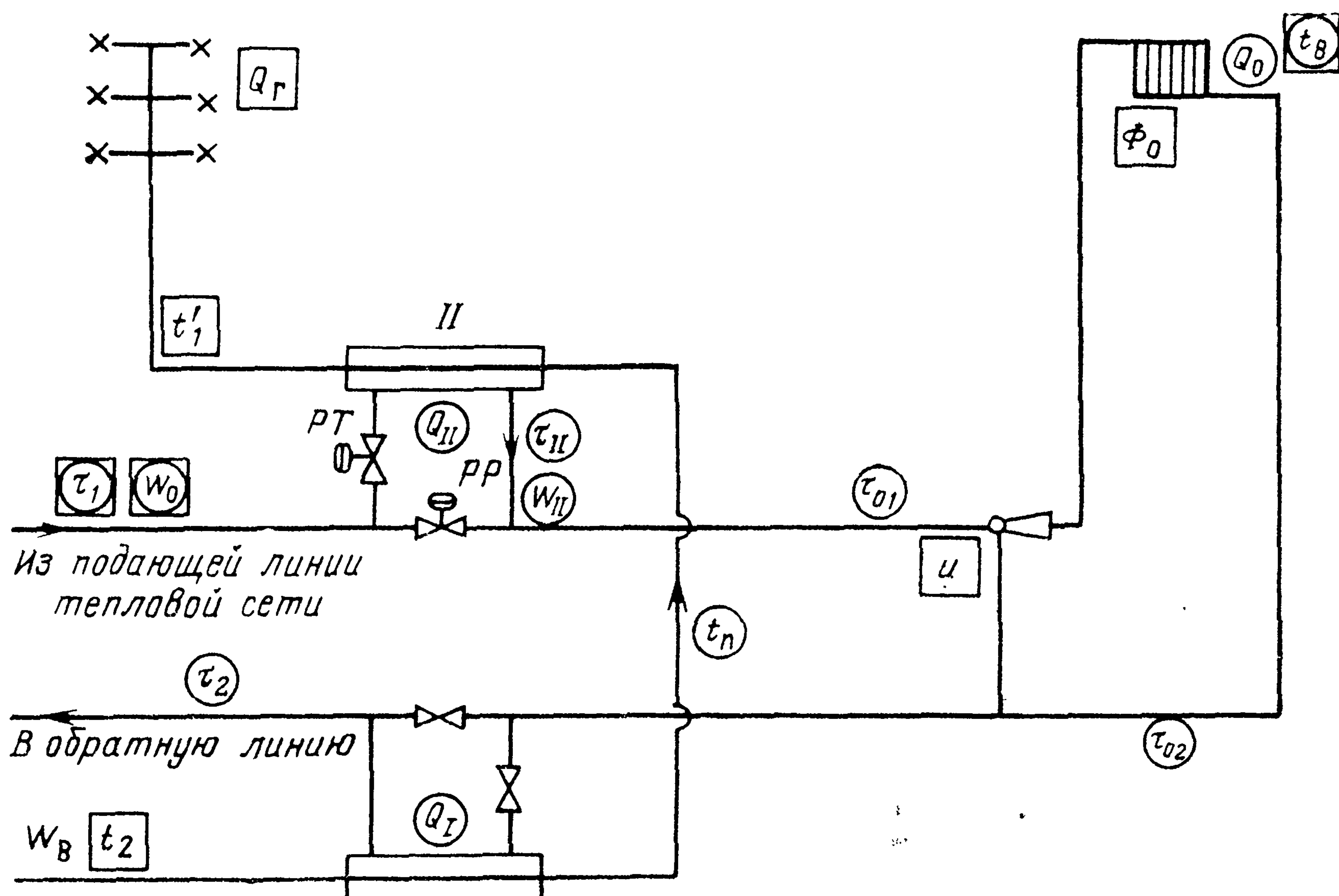


Рис. 10.1. Установка с двухступенчатой последовательной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения

имеют нагрузку горячего водоснабжения, присоединенную по такой схеме, применяется температурный график, рассчитанный на покрытие совместной нагрузки отопления и горячего водоснабжения (так называемый повышенный температурный график), при котором подогрев воды на ТЭЦ производится до температуры более высокой, чем требуется по обычному отопительному температурному графику.

Температурная надбавка к отопительному графику определяется из условия покрытия совместной нагрузки отопления и горячего водоснабжения для абонента с определенной относительной нагрузкой горячего водоснабжения при расходе сетевой воды, равном расходу воды на отопление. Для абонентов с меньшей относительной нагрузкой горячего водоснабжения расход сетевой воды принимается равным расходу воды на отопление; у абонентов с большей относительной нагрузкой горячего водоснабжения устанавливается расход сетевой воды, больший расчетного расхода воды на отопление.

В районах, в которых значительная часть абонентов не имеет горячего водоснабжения или установки горячего водоснабжения присоединены по параллельной или смешанной схеме, применяется обычный отопительный температурный график. При этом нагрузка горячего водоснабжения в установках с последовательной схемой, так же как и в установках с параллельной и смешанной схемами, покрывается за счет дополнительного расхода сетевой воды на ввод. Добавочный к отопительному расход сетевой воды определяется из условия покрытия совместной нагрузки отопления и горячего водоснабжения. Как показано ниже, этот добавочный расход сетевой воды меньше, чем при параллельной и смешанной схемах.

10.2. МЕТОДЫ РУЧНОГО РАСЧЕТА

Ручной расчет производится с помощью уравнений характеристик подогревателей горячего водоснабжения и системы отопления. При этом, как правило, расход сетевой воды на тепловую подстанцию считается неизменным, не зависящим от расхода сетевой воды на вторую ступень подогревателя, т.е. не учитываются действительные характеристики регуляторов расхода прямого действия. Предполагается также, что располагаемый напор на тепловой подстанции достаточен для пропуска всего расхода сетевой воды через обе ступени подогревателя и систему отопления.

10.2.1. РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ

На основе уравнения (8.9) тепловые нагрузки подогревателей I и II ступени

$$Q_{\text{I}} = \varepsilon_{\text{I}} W_{\text{м}} \nabla = \varepsilon_{\text{I}} W_{\text{м}} (\tau_{02} - t_2) \leqslant W_{\text{м}} (\tau_{02} - t_2); \quad (10.1\text{а})$$

$$Q_{\text{II}} = \varepsilon_{\text{II}} W_{\text{м}} \nabla = \varepsilon_{\text{II}} W_{\text{м}} (\tau_1 - t_{\text{п}}) \leqslant W_{\text{м}} (\tau_1 - t_{\text{п}}). \quad (10.1\text{б})$$

Расход теплоты на отопление в условиях работы двухступенчатой последовательной схемы [61]

$$Q_0 = \frac{\varepsilon_0}{1 - \varepsilon_{\text{I}} \dfrac{W_{\text{м}}}{W_0} (1 - \varepsilon_0)} \left\{ W_0 \left[\tau_1 - t_{\text{в}} + \varepsilon_{\text{I}} \frac{W_{\text{м}}}{W_0} (t_{\text{в}} - t_2) \right] - Q_{\text{г}} \right\}, \quad (10.2\text{а})$$

где ε_{I}, ε_{II}, ε_0 — безразмерные удельные тепловые нагрузки подогревателей I и II ступеней и системы отопления; $W_{\text{м}}$ — меньшее из значений эквивалентов расхода греющей и нагреваемой сред, проходящих через подогреватель I ступени; $Q_{\text{г}}$ — нагрузка горячего водоснабжения при рассматриваемом режиме.

При установившемся режиме зависимость внутренней температуры от расхода теплоты на отопление имеет вид

$$t_в = t_н + \frac{Q_о}{Q_{о.р}} (t'_в - t_н), \qquad (10.3)$$

где $Q_{о.р}$ и $t'_в$ — расчетные нагрузки отопления и внутренняя температура при наружной температуре $t_н$,

$$Q_{о.р} = Q'_о \frac{t'_в - t_н}{t'_в - t'_н}.$$

Из совместного решения (10.2а) и (10.3) получаем

$$Q_о = \frac{\varepsilon_о \left\{ W_о \left[(\tau_1 - t_н) - \varepsilon_I \frac{W_м}{W_о} (\tau_2 - t_н) \right] - Q_г \right\}}{1 - \varepsilon_I \frac{W_м}{W_о} + \varepsilon_о \left[\varepsilon_I \frac{W_м}{W_о} + \frac{W_о}{Q_{о.р}} (t'_в - t_н) \left(1 - \varepsilon_I \frac{W_м}{W_о} \right) \right]}. \qquad (10.4а)$$

При расчете по формуле (10.2а) приходится предварительно задаваться неизвестной заранее внутренней температурой $t_в$. При расхождении принятого и полученного значений $t_в$ производится пересчет. В формуле (10.4а) $t_в$ исключена.

В частном случае при $Q_г = 0$ формулы (10.2а) и (10.4а) принимают вид

$$Q_о = \varepsilon_о W_о (\tau_1 - t_в); \qquad (10.2б)$$

$$Q_о = \frac{\tau_1 - t_н}{\frac{1}{\varepsilon_о W_о} + \frac{t'_в - t_н}{Q_{о.р}}}. \qquad (10.4б)$$

Температура сетевой воды на выходе из системы отопления

$$\tau_{о2} = \frac{\left(\tau_1 - \frac{Q_г}{W_о} - t_2 \varepsilon_I \frac{W_м}{W_о} \right) (1 - \varepsilon_о) + t_в \varepsilon_о}{1 - \varepsilon_I \frac{W_м}{W_о} (1 - \varepsilon_о)} \geqslant t_в. \qquad (10.5)$$

В двухступенчатой последовательной схеме при малых нагрузках горячего водоснабжения $Q_г$ нагрузка отопления $Q_о$ больше расчетной $Q_{о.р}$, а при больших нагрузках горячего водоснабжения — меньше расчетной. При определенной нагрузке горячего водоснабжения $Q_о$ равна расчетной. Эта нагрузка горячего водоснабжения называется «балансовой» ($Q_г^б$).

Для того чтобы при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения система отопления получала расчетный расход теплоты, в общем случае имеется два пути: или расход сетевой воды на тепловую подстанцию должен быть больше отопительного, или температура сетевой воды должна быть выше, чем по отопительному графику. Расчет температурных графиков для двухступенчатой последовательной схемы будет рассмотрен в гл. 13. Здесь рассмотрим расчет добавочного расхода сетевой воды для компенсации нагрузки горячего водоснабжения. Максимальный добавочный расход воды имеет место при температуре излома графика $t''_н$ и может быть определен по формуле

$$\Delta G_о^б = \frac{Q_г^б \frac{t_1 - (\tau''_{о2} - \delta t)}{t_1 - t_2}}{c (\tau''_1 - \tau''_{о2})}, \qquad (10.6)$$

где $\tau''_{о2}$ — расчетная температура воды после отопления при температуре излома графика; δt — расчетный недогрев водопроводной воды в I ступени подогревателя при $Q_г^б$, выбор δt рассмотрен ниже.

При этом суммарный расход воды на ввод

$$G_о = G'_о + \Delta G_о^б, \qquad (10.7)$$

где $G'_о$ — расчетный массовый расход сетевой воды на отопление.

Расчет подогревателей горячего водоснабжения теплового пункта с последовательной схемой и расчетного расхода сетевой воды при компенсации нагрузки горячего водоснабжения расходом сетевой воды производится по приведенным формулам в следующей последовательности.

Расчет первой ступени подогревателя и расхода сетевой воды. Расчет производится на «балансовую» нагрузку горячего водоснабжения при температуре излома графика $t''_н$. Эквивалент расхода водопроводной воды $W_в^б$.

Определяется тепловая нагрузка первой ступени по формуле

$$Q_I^б = Q_г^б \frac{t_п - t_2}{t_1 - t_2}, \qquad (10.8)$$

где

$$t_п = \tau''_{о2} - \delta t. \qquad (10.9)$$

Недогрев водопроводной воды в подогревателе δt до температуры $\tau''_{о2}$ принимается при расчете на «балансовую» нагрузку обычно 8 °C; $t_2 = 5$ °C; $t_1 = 60$ °C; $\tau''_{о2} = 41{,}7$ °C.

Определяется расход сетевой воды на ввод при балансовой нагрузке горячего водоснабжения $G_о^б$ по формулам (10.6) и (10.7).

Определяется температура сетевой воды на выходе из I ступени

$$\tau_2 = \tau_{о2} - Q_I^б / W_о^б. \qquad (10.10)$$

Определяются средняя разность температур в подогревателе, величина $(kF)_I$ и параметр Φ_I:

$$\Delta t_{ср}^I = \frac{(\tau_2 - t_2) - (\tau_{о2} - t_п)}{2{,}3 \lg \dfrac{\tau_2 - t_2}{\tau_{о2} - t_п}}; \qquad (10.11)$$

$$(kF)_I = \frac{Q_I^{ср}}{\Delta t_{ср}^I}; \qquad (10.12)$$

$$\Phi_I = \frac{(kF)_I}{\sqrt{W_о^б W_в^б}}. \qquad (10.13)$$

Определение параметра отопительной системы и расхода теплоты. Определяется параметр системы отопления $\Phi_о = Q'_о / \Delta t'$.

Определяется расход теплоты на отопление по формуле (10.2а) или (10.4а) при расходе $G_о^б$.

Расчет II ступени подогревателя. Расчет производится на максимальную нагрузку горячего водоснабжения $Q_г^м$ при температуре излома графика $t''_н$. Эквивалент расхода водопроводной воды $W_в^м$.

Определяется тепловая нагрузка II ступени

$$Q_{II}^м = \frac{Q_г^м - \varepsilon_I W_м [\tau_1 - \varepsilon_о (\tau_1 - t_в) - t_2]}{1 - \varepsilon_I \dfrac{W_м}{W_о^б} (1 - \varepsilon_о)}. \qquad (10.14)$$

Значения ε_I и $\varepsilon_о$ определяются при эквиваленте расхода сетевой воды $W_о^б$.

Температура водопроводной воды на входе во II ступень подогревателя

$$t_{II} = t_1 - \frac{Q_{II}^{м}}{W_{в}^{м}}. \qquad (10.15)$$

Температура сетевой воды на выходе из II ступени подогревателя

$$\tau_{01} = \tau_1 - Q_{II}^{м}/W_{о}^{б}. \qquad (10.16)$$

Определяется средняя разность температур $\Delta t_{ср}^{II}$:

при $\tau_1 - t_1 > \tau_{01} - t_{II}$

$$\Delta t_{ср}^{II} = \frac{(\tau_1 - t_1) - (\tau_{01} - t_{II})}{2{,}3 \lg \dfrac{\tau_1 - t_1}{\tau_{01} - t_{II}}}; \qquad (10.17а)$$

при $\tau_1 - t_1 < \tau_{01} - t_{II}$

$$\Delta t_{ср}^{II} = \frac{(\tau_{01} - t_{II}) - (\tau_1 - t_1)}{2{,}3 \lg \dfrac{\tau_{01} - t_{II}}{\tau_1 - t_1}}. \qquad (10.17б)$$

Определяется $(kF)_{II}$:

$$(kF)_{II} = Q_{II}^{м}/\Delta t_{ср}^{II}. \qquad (10.18)$$

10.2.2. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВОЙ ПОДСТАНЦИИ

По известным значениям параметров отопительной системы и I ступени подогревателя Φ_0 и Φ_1, а также расходу и температуре поступающей сетевой воды G_0 и τ_1 может быть рассчитана характеристика тепловой подстанции, под которой понимается зависимость расхода теплоты на отопление и температуры обратной сетевой воды от нагрузки горячего водоснабжения при любой температуре наружного воздуха. Расчет характеристики ведется в следующей последовательности:

1) задают нагрузку горячего водоснабжения $Q_г$;

2) определяют эквивалент расхода водопроводной воды $W_в$;

3) определяют по уравнению (8.9) ε_I при известных значениях Φ_I, W_0 и $W_в$;

4) задают относительную нагрузку отопления $\bar{Q}_0 = Q_0/Q_0'$;

5) определяют характеристику отопительной системы ε_0 по уравнению (8.11) при известном значении ω, определенном по (8.12), и заданном коэффициенте смешения u;

6) определяют тепловую нагрузку системы отопления по формулам (10.2а) или (10.4а);

7) определяют $\bar{Q}_0$. Если найденное таким путем $\bar{Q}_0$ не совпадает с предварительно принятым в п. 4, то производят расчет при новом значении $\bar{Q}_0$;

8) определяют температуру сетевой воды перед системой отопления

$$\tau_{01} = t_в + Q_0/\varepsilon_0 W_0; \qquad (10.19)$$

9) определяют температуру сетевой воды после системы отопления

$$\tau_{02} = \tau_{01} - Q_0/W_0; \qquad (10.20)$$

10) определяют тепловую нагрузку I ступени подогревателя по формуле (10.1а);

11) определяют температуру обратной сетевой воды

$$\tau_2 = \tau_{02} - Q_I/W_0; \qquad (10.21)$$

12) определяют температуру водопроводной воды на выходе из I ступени

$$t_п = t_2 + Q_I/W_в. \quad (10.22)$$

Аналогично производится расчет при другой нагрузке горячего водоснабжения и других наружных температурах.

Пример 10.1*. Рассчитать требуемый расход сетевой воды и поверхность (параметр) подогревателей тепловой подстанции с двухступенчатой последовательной схемой при следующих условиях: расчетная нагрузка отопления 1 Гкал/ч; средняя относительная нагрузка горячего водоснабжения $\rho_{ср} = 0{,}3$; суточный график нагрузки горячего водоснабжения состоит из четырех периодов:

Длительность периода, ч	6	10	4	4
$Q_г/Q_г^{ср}$	0	1,0	1,3	2,2
Нагрузка горячего водоснабжения $Q_г$, Мкал/ч	0	300	390	660

Температура водопроводной воды в системе горячего водоснабжения $t_2 = 5$ °С; $t_1 = 60$ °С.

Расчетная внутренняя температура в помещении $t_в' = 18$ °С.

Температурный график отопительный 150—70 °С.

Расчетная температура $t_н' = -26$ °С, излом графика при $t_н'' = 2{,}5$ °С $\tau_1'' = 70$ °С; $\tau_{02}'' = 41{,}7$ °С.

Решение. Определение расхода сетевой воды на ввод. «Балансовая» нагрузка горячего водоснабжения $Q_г^б = 1{,}2Q_г^{ср} = 360$ Мкал/ч. Расход водопроводной воды при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения $G_г^б = \dfrac{Q_г^б}{c\,(t_1 - t_2)} = \dfrac{360\,000}{60-5} = 6550$ кг/ч; добавочный к отопительному расход сетевой воды на покрытие нагрузки II ступени определяется по формуле (10.6) из условия, что при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения в точке излома температурного графика отопительная система получает расчетный расход теплоты.

Недогрев водопроводной воды в I ступени подогревателя принимаем $\delta t = 8$ °С. При этом по формуле (10.6)

$$\Delta G_о^б = \frac{360\,000\,\dfrac{60-(41{,}7-8)}{60-5}}{1\,(70-41{,}7)} = 6100 \text{ кг/ч}.$$

Расход сетевой воды на ввод

$$G = G_о' + \Delta G_о^б = 12\,500 + 6100 = 18\,600 \text{ кг/ч}.$$

Расчет поверхности I ступени подогревателя производится при температуре излома графика $t_н''$ на «балансовую» нагрузку горячего водоснабжения. Нагрузка I ступени подогревателя $Q_I^б = 6550\,(41{,}7 - 8 - 5) = 188\,000$ ккал/ч.

Температура сетевой воды на выходе из I ступени по формуле (10.10) $\tau_2 = 41{,}7 - 188\,000/18\,600 = 31{,}6$ °С. Средняя разность температур в подогревателе по формуле (10.11)

$$\Delta t_{ср}^I = \frac{(30{,}6-5)-8}{2{,}3\lg\dfrac{30{,}6-5}{8}} = 15{,}2 \text{ °С}.$$

Значения kF подогревателя по формуле (10.12)

$$kF = 188\,000/15{,}2 = 12\,400 \text{ ккал/(ч·°С)}.$$

Параметр I ступени по формуле (10.13)

$$\Phi_I = \frac{12\,400}{\sqrt{18\,600\cdot 6550}} = 1{,}13.$$

* Решение примеров для сокращения объема текста дано только в МКС.

Расчет поверхности (параметра) II ступени производится на максимальную нагрузку горячего водоснабжения. Расход водопроводной воды при максимальной нагрузке горячего водоснабжения $G_в^м = 2{,}2 \cdot 300\,000/(60-5) = 12\,000$ кг/ч. Безразмерная тепловая нагрузка I ступени подогревателя по формуле (8.9)

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{0{,}35\dfrac{12\,000}{18\,600} + 0{,}65 + \dfrac{1}{1{,}13}\sqrt{\dfrac{12\,000}{18\,600}}} = 0{,}68.$$

Безразмерная тепловая нагрузка отопительной системы определяется по формуле (8.11). Задаемся предварительно относительным расходом теплоты на отопление $\bar{Q}_о = Q_о/Q'_о = 0{,}22$:

$$\varepsilon_о = \frac{1}{\dfrac{0{,}5+2{,}2}{1+2{,}2} + \dfrac{18\,600}{15\,500 \cdot 0{,}22^{0{,}2}}} = 0{,}405.$$

Расход теплоты на отопление при максимальной нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^м = 660$ Мкал/ч по формуле (10.2а)

$$Q_о = \frac{0{,}405}{1-0{,}68\dfrac{12\,000}{18\,600}(1-0{,}405)}\left\{18\,600\left[70-18+0{,}68\frac{12\,000}{18\,600}(18-5)\right]-\right.$$

$$\left.-660\,000\right\} = 225\,000 \text{ ккал/ч},$$

$$\bar{Q}_о = 225\,000/10^6 = 0{,}225.$$

Так как полученное значение $\bar{Q}_о$ близко к предварительно принятому, пересчет не требуется.

Температура сетевой воды на входе в отопительную систему из уравнения характеристики отопительной системы [формула (8.11)]

$$\tau_{о1} = t_в + \frac{Q_о}{\varepsilon_о W_о} = 18 + \frac{225\,000}{0{,}405 \cdot 18\,600} = 48 \text{ °C}.$$

Нагрузка II ступени подогревателя при $Q_г^м$

$$Q_{II}^м = W_о(\tau_1 - \tau_{о1}) = 18\,600\,(70-48) = 410\,000 \text{ ккал/ч}.$$

Температура водопроводной воды на входе во II ступень по формуле (10.15)

$$t_{II} = 60 - 410\,000/12\,000 = 26 \text{ °C}.$$

Средняя разность температур во II ступени подогревателя по формуле (10.17)

$$\Delta t_{ср}^{II} = \frac{(48-26)-(70-60)}{2{,}3\lg\dfrac{22}{10}} = 15{,}3 \text{ °C}.$$

Величина kF II ступени

$$kF = 410\,000/15{,}3 = 26\,800 \text{ ккал/(ч·°C)}.$$

Параметр II ступени

$$\Phi_{II} = \frac{26\,800}{\sqrt{12\,000 \cdot 18\,600}} = 1{,}8.$$

10.3. РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ И ГИДРАВЛИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ АБОНЕНТСКИХ УСТАНОВОК НА ЭВМ

Как следует из предыдущего параграфа, расчет тепловых подстанций с двухступенчатой последовательной схемой является весьма трудоемким. Еще более сложным является расчет при учете действительной характеристики регулятора расхода. Для решения этой задачи была разработана про-

грамма теплового и гидравлического расчетов тепловых подстанций с последовательной схемой [16]. Программа позволяет для тепловой подстанции (рис. 10.1) с заданным оборудованием при заданных расчетных теплопотерях зданий и графике нагрузки горячего водоснабжения $Q_г$ решить любую из следующих задач. Для теплового расчета определить: при всех наружных температурах $t_н$ внутреннюю температуру отапливаемых помещений $t_в$ при заданных расходе сетевой воды на ввод V_0 и температурном графике подающей линии сети (τ_1); расход сетевой воды на ввод V_0, требуемый для обеспечения заданной внутренней температуры отапливаемых помещений $t_в$ при известном температурном графике подающей линии тепловой сети (τ_1); требуемую температуру воды в подающей линии тепловой сети τ_1 (температурный график сети) для получения заданной внутренней температуры отапливаемых помещений $t_в$ при заданном расходе сетевой воды на ввод V_0.

В результате расчета помимо указанных выше параметров определяются расходы воды и температуры во всех характерных точках схемы, а также коэффициенты теплопередачи в подогревателях k, нагрузки отопления Q_0 и обеих ступеней подогревателей Q_I и Q_{II}.

На рис. 10.1 в квадратах указаны параметры, исходные для расчета, а в кружках — полученные в результате расчета. Параметр, находящийся одновременно и в квадрате, и в кружке, в одном случае является исходным, в другом — результатом расчета (см. указанные выше задачи теплового расчета).

Для гидравлического расчета (рис. 10.2): определить потери напора водопроводной и сетевой воды в обеих ступенях подогревателя горячего водоснабжения при любой нагрузке горячего водоснабжения и всех температурах сетевой воды; при известном располагаемом напоре на вводе рассчитать одну из следующих величин: максимально возможный (предельный) расход сетевой воды на II ступень $V_{II}^{пред}$ при полностью открытом регуляторе температуры РТ и заданном диаметре сопла элеватора и минимальный диаметр сопла элеватора, обеспечивающий при полностью открытом регуляторе температуры пропуск через II ступень подогревателя расхода сетевой воды, необходимого для нагрева водопроводной воды до заданной температуры при максимальной нагрузке горячего водоснабжения и минимальной температуре сетевой воды.

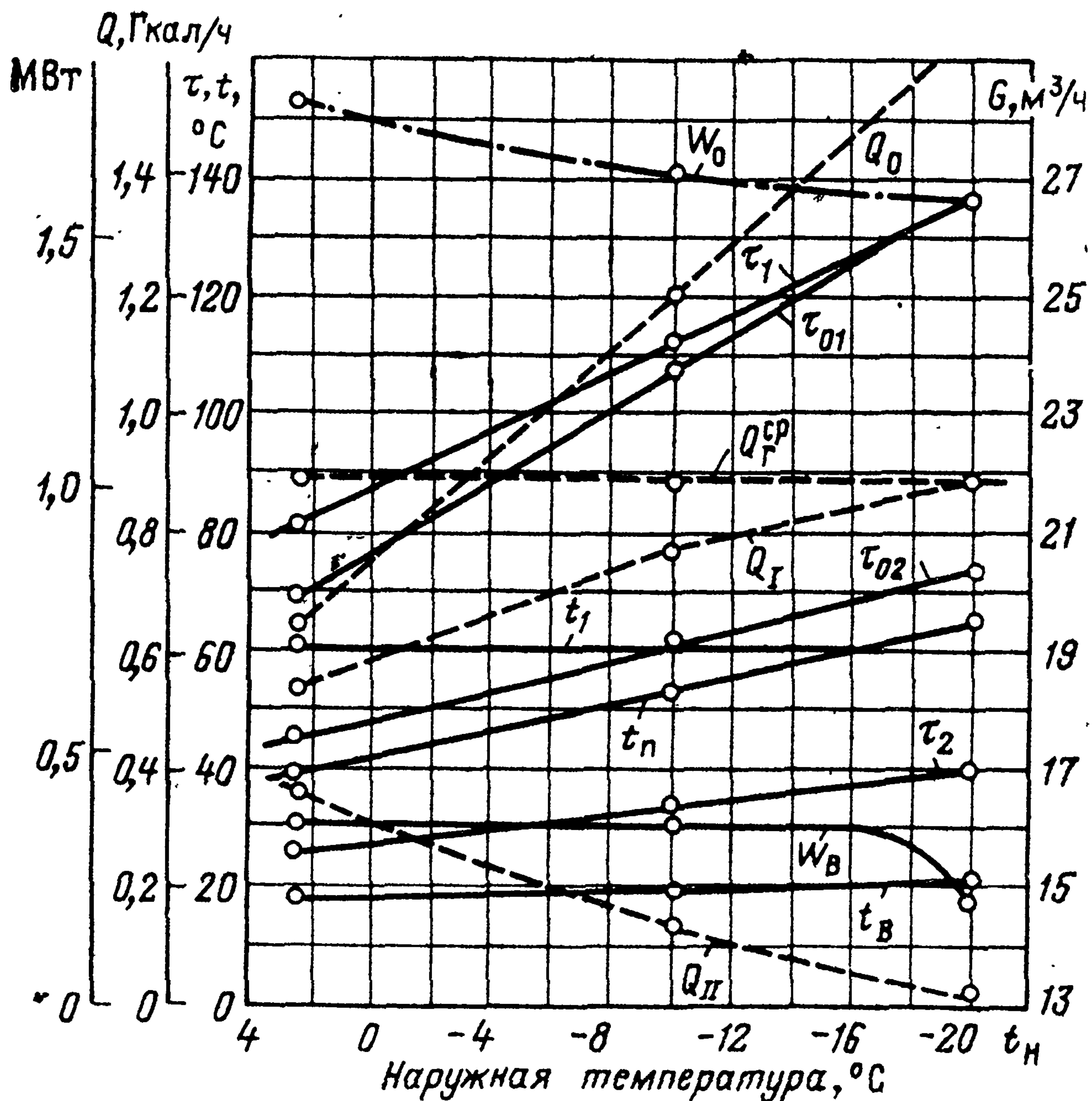
Рис. 10.2. К гидравлическому расчету тепловой подстанции (обозначения те же, что и на рис. 10.1)

Программа позволяет рассчитывать режимы тепловых подстанций с трубчатыми и пластинчатыми теплообменниками.

Ниже приведены исходные данные и результаты расчета режимов тепловой подстанции на ЭВМ.

На рис. 10.3 приведены результаты расчета тепловых режимов одной из ГТП, имеющих нагрузку отопления $Q_0' = 2{,}1$ МВт (1,81 Гкал/ч) (суммарный параметр отопительных систем $\Phi_0 = 32{,}5$ кВт/К [28 Мкал/(ч·°С)]) и среднюю нагрузку горячего водоснабжения $Q_г^{ср} = 1{,}02$ МВт

Рис. 10.3. Результаты расчета на ЭВМ режимов тепловой подстанции при средней нагрузке горячего водоснабжения



0,88 Гкал/ч). При количестве жителей 2800 чел. были приняты $Q_г^м/Q_г^{ср} = 2{,}2$ и суточный график нагрузки горячего водоснабжения из четырех периодов: $Q_г = 0$—6 ч; $Q_г^{ср} =$ 10 ч, 1,3 $Q_г^{ср}$—4 ч, $Q_г^м = 2{,}2\ Q_г^{ср}$—4 ч. На ГТП установлен подогреватель № 10 Мосэнерго. Первая ступень включает пять секций, II ступень — семь секций. Неравномерность работы регулятора расхода характеризуется $\mu = 1{,}2$. Принятый в районе температурный график τ_1 (с учетом охлаждения сетевой воды от ТЭЦ до абонента на 2 °С) также изображен на рис. 10.3. Задача ставилась следующим образом: при температуре излома графика ($t_н'' = +2{,}5$ °С; $\tau_1'' = 81$ °С) определить расход сетевой воды, обеспечивающий требуемую внутреннюю температуру 18 °С, и при этом расходе воды определить внутреннюю температуру при всех остальных наружных температурах. Температура водопроводной воды $t_2 = 5$ °С; $t_1' = 60$ °С. Располагаемый напор на ГТП 20 м, эквивалентный диаметр сопл всех элеваторов, установленных в зданиях, $d_1 = 25{,}4$ мм; минимальное сопротивление регулятора температуры $S_{рт}^{мин} = 0{,}00151$ м·ч²/м⁶.

Как следует из результатов расчета, требуемый расход сетевой воды $V_о^{мин} = 26{,}73$ м³/ч. На рис. 10.3 представлены результаты расчета лишь при средней нагрузке горячего водоснабжения. Как следует из результатов расчета, при $t_н'' = +2{,}5$ °С и $Q_г = Q_г^м$ расход сетевой воды на ввод возрастает до $V_о^{макс} = 31{,}52$ м³/ч, при этом расход на II ступень $V_{II}^{макс} = 28{,}73$ м³/ч, т. е. регулятор расхода еще закрыт не полностью. При полностью открытом регуляторе температуры предельный расход на II ступень $V_{II}^{пред} = 30{,}59$ м³/ч, что больше $V_{II}^{макс}$. Поэтому обеспечивается нагрев водопроводной воды до $t_1' = 60$ °С при наиболее тяжелых условиях.

Максимальные потери напора сетевой воды в межтрубном пространстве обеих ступеней подогревателя $\Delta H_{мт} = 0{,}894$ м, водопроводной воды в трубах $\Delta H_т = 3{,}390$ м.

Как видно из рис. 10.3, при снижении $t_н$ до —20 °С внутренняя температура при неизменном расходе сетевой воды повышается до 20,4 °С.

Результаты расчета позволяют, таким образом, получить исчерпывающие данные о всех режимах работы тепловой подстанции.

10.4. РАСЧЕТ НА ЭВМ ОБОРУДОВАНИЯ АБОНЕНТСКИХ УСТАНОВОК С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМОЙ

10.4.1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

При проектировании абонентских теплофикационных установок, включенных по двухступенчатой последовательной схеме, требуется произвести расчет типа подогревателя горячего водоснабжения, числа секций I и II ступеней и расхода сетевой воды на ввод при данном температурном графике тепловой сети. Для определения указанных величин необходимо произвести полный тепловой расчет тепловой подстанции при средней и максимальной нагрузках горячего водоснабжения при температуре излома температурного графика с учетом допустимых потерь напора сетевой и водопроводной воды при максимальной нагрузке. Для решения этой задачи была разработана соот-

Таблица 10.1. **Результаты расчетов на ЭВМ подогревателей и расходов сетевой**

№ расчета	Исходные								
	Расчетная нагрузка отопления $Q'_о$, МВт (Гкал/ч)	Средняя нагрузка горячего водоснабжения $Q_г^{ср}$, МВт (Гкал/ч)	График горячего водоснабжения $Q_г^м/Q_г^{ср}$	Недогрев водопроводной воды в I ступени $\delta''t$, °С	Температурный график сети, °С		Коэффициент смешения u	Характеристика РР μ	Предельный расход сетевой воды на II ступень $V_{II}^{пред}/V_о^{мин}$
					τ''_1	τ'_1			
1	1,16 (1)	0,23 (0,2)	2,4	5	70	150	2,2	1,2	1,2
2	1,16 (1)	0,35 (0,3)	2,2	5	70	150	2,2	1,2	1,2
3	1,16 (1)	0,465 (0,4)	2,2	5	70	150	2,2	1,2	1,2
4	1,16 (1)	0,465 (0,4)	2,2	5	70	150	2,2	1,0	1,0
5	2,32 (2)	0,465 (0,4)	2,0	5	70	150	2,2	1,0	1,0
6	2,32 (2)	0,465 (0,4)	2,0	5	81	152,3	2,2	1,0	1,0
7	2,32 (2)	0,465 (0,4)	2,2	5	74	153,3	2,2	1,0	1,0
8	2,32 (2)	0,465 (0,4)	2,2	5	74	153,3	2,2	1,0	1,2
9	1,16 (1)	0,465 (0,4)	2,2	5	81	152,3	2,2	1,0	1,0
10	2,32 (2)	1,16 (1,0)	2,0	5	74	153,3	2,2	1,0	1,0

ветствующая программа расчета на ЭВМ [19]. Расчет по этой программе состоит из двух частей. Первая часть включает выбор типа и числа секций обеих ступеней подогревателя. Вторая часть программы включает расчет требуемого расхода сетевой воды при выбранном подогревателе и заданных температурном графике и внутренней температуре отапливаемых помещений. Эта часть расчета производится целиком по программе, описание которой дано в предыдущем параграфе.

Выбор подогревателей производится при температуре излома температурного графика $t''_н$. Первая ступень рассчитывается при балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^б = \varkappa_б Q_г^{ср}$; II ступень — при максимальной нагрузке $Q_г^м$. При этом используются уравнения характеристики теплообменных аппаратов. Алгоритм расчета приведен в [19] и [22].

10.4.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

По составленной программе были проведены многочисленные расчеты абонентских вводов при различных исходных данных, которые одновременно позволяют оценить влияние различных факторов на тип и число секций подогревателей горячего водоснабжения и требуемый расход сетевой воды. Результаты некоторых расчетов приведены в табл. 10.1.

В расчетах 1—3 тепловые подстанции различаются только величиной нагрузки горячего водоснабжения. При $Q'_о$ = 1,16 МВт (1 Гкал/ч) $Q_г^{ср}$ = 232; 350; 465 кВт (0,2; 0,3; 0,4 Гкал/ч). При этом возрастает число секций подогревателей, составляющих соответственно 3—3; 4—4; 5—6. Увеличивается также диаметр корпуса от 114 мм для первого ввода до 168 мм для второго и третьего. Возрастают и расчетные расходы сетевой воды $V_о^{мин}$, составляющие 15,7; 17; 19 м³/ч. Из сопоставления расчетов 3 и 4 видно, что учет характеристики регулятора не изменяет требуемого типа и числа секций подогревателя, а отражается на расходах сетевой воды.

В расчетах 4 и 5 одинакова нагрузка горячего водоснабжения $Q_г^{ср}$ = 465 кВт (0,4 Гкал/ч), а нагрузки отопления $Q'_о$ составляют 1,16 и 2,32 МВт (1 и 2 Гкал/ч). Все прочие условия одинаковы. В обоих случаях требуется одинаковый тип подогревателя ($D_н$ = 168 мм). При $Q'_о$ = 1,16 МВт (1 Гкал/ч) расчетный расход сетевой воды 19,6 м³/ч и число секций 5—6, а при $Q'_о$ = 2,32 МВт (2 Гкал/ч) число секций 3—3, расход воды 32,1 м³/ч.

В расчетах 5 и 6 приняты различные температурные графики: отопительный (τ''_1 = = 70 °С при $t''_н$ = +2,5 °С) и повышенный (τ''_1 = 81 °С при $t''_н$ = +2,5 °С), все прочие условия одинаковы. Результаты расчета показали, что тип подогревателя и суммарное число секций одинаковы; изменяется их распределение: 3—3 при отопительном графике и 4—2 при повышенном. При отопительном графике (расчет 5) расход сетевой воды $V_о^{мин}$ = 32,1 м³/ч. Этот расход, определенный при $t''_н$, является максимальным. При повышенном графике (расчет 6), как отмечалось выше, необходимо производить расчет

воды для ряда тепловых подстанций с двухступенчатой последовательной схемой

данные			Результаты расчета							
Допустимые потери напора воды, м		Диаметр корпуса подогревателя $D_н$, мм	Число секций I ступени z_I	Число секций II ступени z_{II}	Расчетные расходы сетевой воды, м³/ч			Фактические потери напора при $Q_г^м$ и $t''_н$, м		Температура водопроводной воды t_1 при $Q_г^м$ и $t''_н$, °C
					при $t''_н$		при $t'_н$			
водопроводной $\Delta H_т^д$	сетевой $\Delta H_{мт}^д$				$V_о^{мин}$	$V_о^{макс}$	$V_о^{мин}$	$\Delta H_т$	$\Delta H_{мт}$	
4	20	114	3	3	15,65	18,00	—	2,21	5,39	60,0
4	20	168	4	4	16,97	19,58	—	1,47	1,46	60,0
4	20	168	5	6	18,93	21,80	—	3,60	2,41	60,0
4	20	168	5	6	19,63	19,63	—	3,60	2,33	60,0
4	20	168	3	3	32,08	32,08	—	1,62	3,00	60,0
4	20	168	4	2	22,72	22,72	24,18	1,62	1,77	60,0
4	20	168	4	3	21,11	21,11	24,29	2,83	1,81	54,2
4	20	168	4	3	20,30	24,35	24,30	2,29	2,40	60,0
4	20	168	6	5	14,14	14,14	12,70	3,60	1,27	60,0
4	20	273	6	10	31,36	31,36	25,87	3,12	1,43	60,0

расхода сетевой воды не только при $t''_н$, но также и при t'_1. Как видно из приведенного примера, требуемый расход воды при $t'_н$ (24,2 м³/ч) превышает требуемый расход воды при $t'_н$ (22,7 м³/ч) и должен поэтому приниматься в качестве расчетного.

Расчет тепловой подстанции (6) был повторен при температурном графике со срезкой $\tau''_1 = 74$ °C при $t''_н = +6$ °C и $\tau'_1 = 153{,}3$ °C при $t'_н = -26$ °C (расчет 7). В результате более низкого значения τ''_1 число секций II ступени увеличилось с двух до трех. Несколько снизился расход сетевой воды (с 22,7 до 21,1 м³/ч), в результате того то при $t''_н = +6$ °C нагрузка отопления меньше, чем при $t''_н = +2{,}5$ °C. В расчете 7, так же как и в расчете 6, было принято условие, что расход сетевой воды на ввод не может увеличиваться с увеличением $Q_г$ ($\mu = 1$ и $V_{II}^{пред}/V_0^{мин} = 1$). Это привело к тому, что при $Q_г^м$ и $V_о^{мин} = 21{,}1$ м³/ч водопроводная вода в расчете 7 нагревается всего до 54 °C. Однако поскольку расчетным является расход воды, определенный при $t'_н$ и равный 24,3 м³/ч, нагрев водопроводной воды (до 60 °C) при этом расходе сетевой воды будет обеспечен. Если снять указанные ограничения и допустить увеличение расхода сетевой воды после полного закрытия РР ($V_{II}^{пред}/V_о^{мин} = 1{,}2$), как это принято в расчете 8, то расход сетевой воды возрастет от $V_о^{мин} = 20{,}3$ м³/ч до $V_о^{макс} = 24{,}3$ м³/ч при $Q_г^м$, что обеспечивает нагрев водопроводной воды до $t_1 = 60$ °C. Тип и число секций подогревателя при этом не изменяются. В расчетах 9 и 10 определены подогреватели и расходы сетевой воды при больших значениях ρ (0,4 и 0,5) и повышенных температурных графиках.

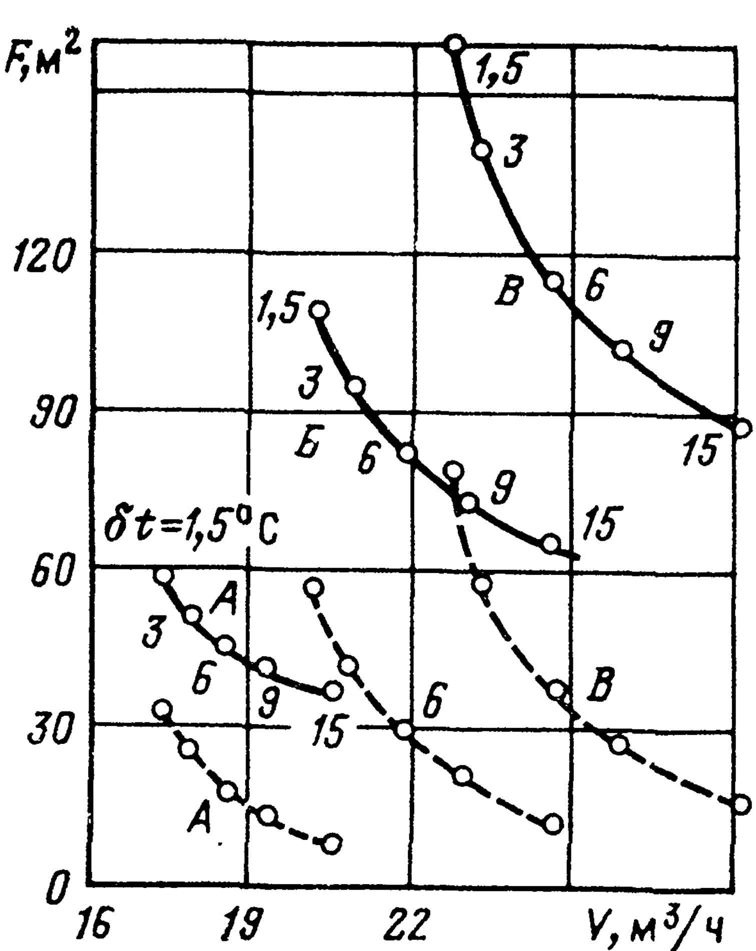
10.4.3. ВЫБОР ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Во всех разработанных методах расчета тепловых подстанций с двухступенчатой последовательной схемой приходится задаваться величиной недогрева водопроводной воды в I ступени подогревателя δt. Для оценки влияния величины δt на параметры теплового пункта были произведены расчеты при различных значениях δt ввода с расчетной нагрузкой отопления $Q'_о = 1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч) и различными средними нагрузками горячего водоснабжения $Q_г^{ср}$, равными 0,35 МВт (0,3 Гкал/ч); 0,53 МВт (0,45 Гкал/ч) и 0,66 МВт (0,57 Гкал/ч). При принятом отношении $Q_г^м/Q_г^{ср} = 2{,}2$ это соответствовало максимальным нагрузкам $Q_г^м = 0{,}77$; 1,16; 1,45 МВт (0,66; 1,0; 1,25 Гкал/ч). Величины δt во всех вариантах принимались равными 1,5; 3; 6; 9 и 15 °C. Расчетные коэффициенты теплопередачи подогревателей принимались 814 Вт/(м²·К). [700 ккал/(м²·ч·°C)] для I ступени при средней нагрузке горячего водоснабжения и 1160 Вт/(м²·К) [1000 ккал/ /(м²·ч·°C)] для II ступени при максимальной нагрузке горячего водоснабжения.

На рис. 10.4 представлены результаты расчетов при всех нагрузках горячего водоснабжения. Увеличение δt приводит к значительному снижению поверхности подогревателей и увеличению расхода сетевой воды. Так, увеличение δt с 1,5 до 15 °C приводит с снижению поверхности нагрева примерно на 40 %. При этом существенно умень-

Рис. 10.4. Зависимости между расчетным расходом сетевой воды и поверхностью подогревателей горячего водоснабжения при различных значениях расчетного недогрева водопроводной воды в I ступени δt (при $Q_г^{ср}$):

расчетная нагрузка отопления $Q_о'=1,16$ МВт (1 Гкал/ч); коэффициенты теплопередачи: I ступень — $k=810$ Вт/(м²·°С) [700 ккал/(ч·м²·°С)] при $Q_г^{ср}$; II ступень — $k=1160$ Вт/(м²·°С) [1000 ккал/(ч·м²·°С)] при $Q_г^{ср}$ пунктирная линия – поверхность I ступени; сплошная линия – суммарная поверхность; $\rho=Q_г^{ср}/Q_о'$; A — 0,3; $Б$ — 0,455; $В$ — 0,57



шается поверхность I ступени подогревателя (примерно от 50—55 до 18—20 % общей поверхности нагрева), т. е. параметры ввода при больших δt приближаются к параметрам предвключенной схемы. Одновременно указанное увеличение δt приводит к увеличению расхода воды примерно на 20 %. При обычно принимаемом значении $\delta t = 6$ °С поверхность I ступени составляет 32—40 % общей поверхности подогревателей. Оптимальное значение δt определяется технико-экономическим расчетом. Выбор оптимальных расчетных условий производился по минимуму затрат, включавших стоимость тепловой сети и поверхности подогревателей.

Как следует из результатов расчета [22], оптимальное значение δt ниже обычно принимаемых значений и находится в диапазоне 1,5—3 °С.

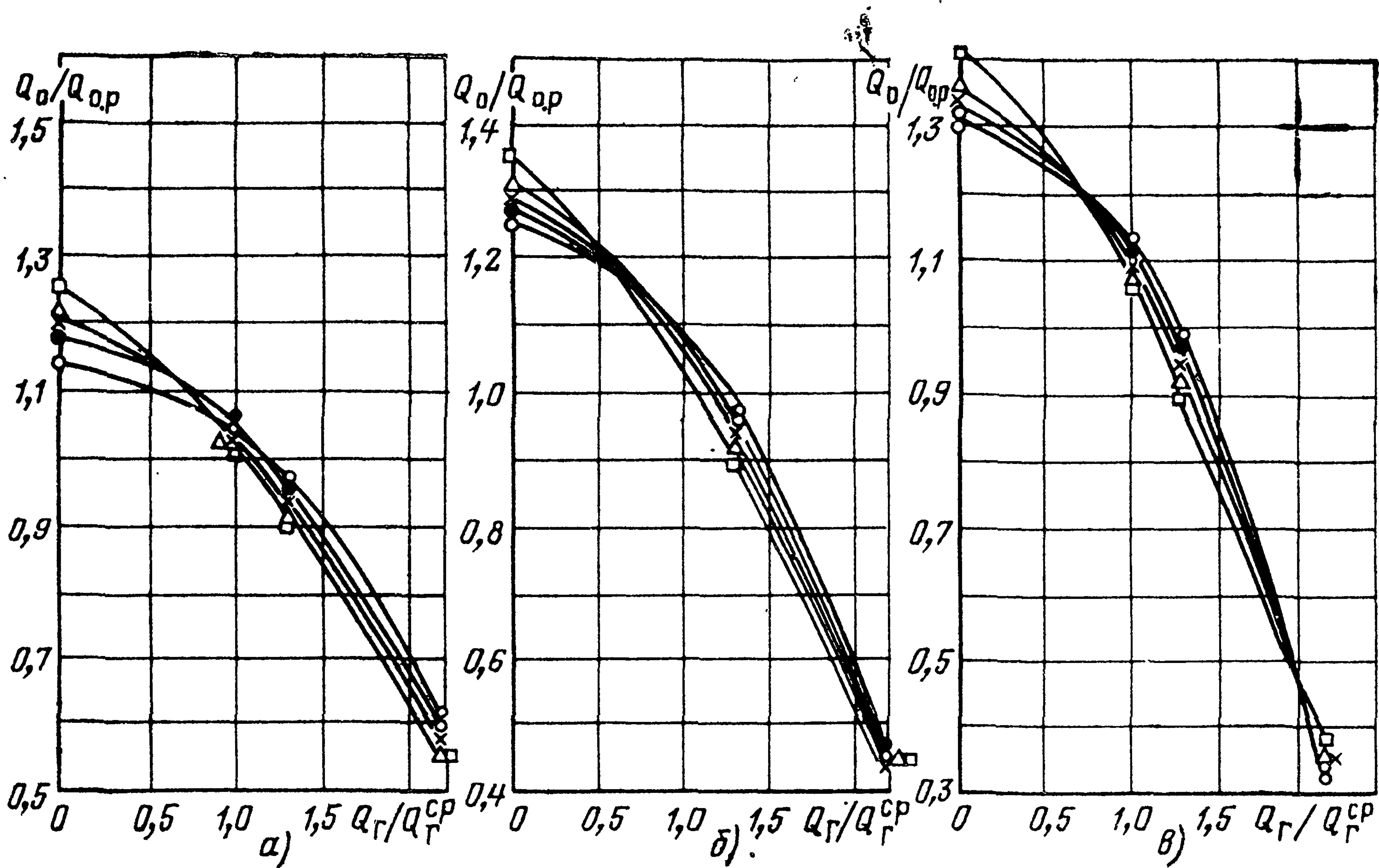


Рис. 10.5. Зависимость относительной нагрузки отопления $Q_о/Q_{о.р}$ от относительной нагрузки горячего водоснабжения $Q_г/Q_г^{ср}$ при различных значениях δt:

$Q_о'=1,16$ МВт (1 Гкал/ч); $t_н''=+2,4$ °С; $Q_{о.р}=0,41$ МВт (0,354 Гкал/ч)

Условные обозначения	○	●	×	△	□
δt, °С	1,5	3,0	6,0	9,0	15,0

$а$ — $\rho_{ср}=Q_г^{ср}/Q_о'=0,3$; $б$ — $\rho_{ср}=0,455$; $в$ — $\rho_{ср}=0,57$

10.4.4. «БАЛАНСОВАЯ» НАГРУЗКА ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

На основании результатов расчетов тепловой подстанции при различных значениях δt на рис. 10.5 построены зависимости относительной нагрузки отопления $Q_о/Q_{о.р}$ от относительной нагрузки горячего водоснабжения $Q_г/Q_г^{ср}$ при $t''_н = +2{,}4$ °С ($\overline{Q}_{о.р} = Q_{о.р}/Q'_о = 0{,}355$). Как видно из рис. 10.5, при определенной нагрузке горячего водоснабжения фактическая нагрузка отопления равна расчетной. Эта нагрузка горячего водоснабжения, называемая «балансовой» $Q_г^б$, является достаточно стабильной при различных ρ и δt. При $\rho = 0{,}3$ и изменении δt от 1,5 до 15 °С $\varkappa_б = Q_г^б/Q_г^{ср}$ изменяется от 1,06 до 1,18; при $\rho = 0{,}455$ — от 1,08 до 1,22; при $\rho = 0{,}57$ — от 1,12 до 1,28.

Для практических расчетов по приведенной в § 10.2 методике может приниматься средняя относительная «балансовая» нагрузка $\varkappa_б = Q_г^б/Q_г^{ср} = 1{,}2$.

10.5. РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УСТАНОВОК С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМОЙ

Расчетное исследование выполнено с помощью ЭВМ на примере одного из районов, где принят повышенный температурный график, с температурой сетевой воды $\tau'_1 = 152$ °С при расчетной наружной температуре $t'_н = -26$ °С и изломом графика $t''_н = +2{,}5$ °С; при этом $\tau''_1 = 81$ °С.

Ниже рассматривается влияние основных режимных и конструктивных факторов, определяющих работу тепловой подстанции, на расход сетевой воды, необходимый для обеспечения внутренней температуры отапливаемых помещений в течение отопительного сезона не ниже заданной.

10.5.1. КОЭФФИЦИЕНТ СУТОЧНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ НАГРУЗКИ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Как известно, суточный график нагрузки горячего водоснабжения характеризуется большой неравномерностью. Отношение нагрузки горячего водоснабжения за 1 ч максимального водопотребления к среднесуточной $Q_г^м/Q_г^{ср}$, называемое коэффициентом суточной неравномерности $K_с$, зависит от числа жителей, обслуживаемых тепловой подстанцией. Исследование влияния формы суточного графика нагрузки горячего водоснабжения при неизменном значении $K_с$, заключавшееся в расчете одной и той же тепловой подстанции при различном сочетании продолжительности суточных периодов с определенной нагрузкой горячего водоснабжения (всего исследовалось пять форм суточного графика с числом периодов от четырех до семи при $K_с = 2{,}0 \div 2{,}2$), показало, что при всех графиках требуемые расходы сетевой воды были одинаковы. Поэтому в дальнейшем для сокращения времени счета принимался график нагрузки горячего водоснабжения, состоящий из четырех периодов. Для оценки влияния на требуемый расход сетевой воды значения $K_с = Q_г^м/Q_г^{ср}$ были проведены расчеты двух тепловых подстанций, основные параметры которых приведены в табл. 10.2. Каждый ввод рассчиты-

Таблица 10.2. **Характеристики тепловых подстанций**

№ ввода	Число жителей, чел.	Расчетная нагрузка отопления $Q'_о$		Средняя нагрузка горячего водоснабжения $Q_г^{ср}$		$\rho = Q_г^{ср}/Q'_о$	Подогреватели горячего водоснабжения		
		МВт	Гкал/ч	МВт	Гкал/ч		Диаметр корпуса, мм	Число секций: I ступень	Число секций: II ступень
1	256	0,244	0,21	0,081	0,07	0,33	100	5	6
2	4032	4,92	4,24	1,11	0,96	0,227	250	5	5

Таблица 10.3. **Результаты расчетов тепловых подстанций при различных графиках нагрузки горячего водоснабжения**

№ тепловой подстанции	$K_c = Q_г^м / Q_г^{ср}$	Расходы сетевой воды: на ввод V_0, м³/ч, при $Q_г = 0$		на II ступень V_{II}, м³/ч, при $Q_г = Q_г^м$	Внутренняя температура отапливаемых помещений $t_в$, °С	Температура водопроводной воды на горячее водоснабжение при $Q_г = Q_г^м$ t_1, °С
		$Q_г = 0$	$Q_г = Q_г^м$			
1	2,8	2,654	3,186	3,184	18,17	59,7
	2,6	2,660	3,140	2,874	18,18	59,9
	2,4	2,662	3,089	2,555	19,16	59,9
	2,2	2,654	3,026	2,229	18,20	59,8
	2,0	2,650	2,977	1,961	18,20	60,1
2	2,8	46,785	53,348	39,299	18,07	60,0
	2,6	46,785	52,567	34,621	18,03	59,6
	2,4	46,785	51,942	30,878	18,0	59,8
	2,2	46,785	51,317	27,135	18,08	59,8
	2,0	46,785	50,692	23,393	18,12	59,6

вался при пяти суточных графиках нагрузки горячего водоснабжения с $K_c = 2{,}8$; 2,6; 2,4; 2,2; 2,0. Результаты расчетов при $t_н'' = +2{,}5$ °С ($\tau_1'' = 81$ °С) приведены в табл. 10.3.

Результаты расчетов показывают, таким образом, что изменение величины $K_c = Q_г^м / Q_г^{ср}$ в интервале 2,8—2,0 при принятых формах суточного графика практически не оказывает влияние на расчетный (при $Q_г = 0$) расход сетевой воды. Максимальный (при $Q_г^м$) расход сетевой воды на ввод и особенно на II ступень, напротив, зависит от K_c. Снижение K_c с 2,8 до 2, т. е. на 30%, приводит к снижению максимального расхода сетевой воды на II ступень примерно на 40 %, а на ввод — примерно на 6 %.

10.5.2. ТИП (НОМЕР) ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ И ЧИСЛО СЕКЦИЙ I И II СТУПЕНЕЙ

Анализ фактически установленного на тепловых подстанциях оборудования показывает большое разнообразие типов и числа секций подогревателей, установленных на подстанциях с примерно одинаковыми нагрузками отопления и горячего водоснабжения.

Так, у двух абонентов района с одинаковыми нагрузками отопления $Q_0' = 0{,}244$ МВт (0,21 Гкал/ч) и горячего водоснабжения $Q_г^{ср} = 0{,}081$ МВт (0,07 Гкал/ч) ($Q_г^{ср}/Q_0' = 0{,}33$) установлены подогреватели с D = 100 мм. У первого абонента 5 секций: 2 на первой ступени и 3 на второй; у второго 11 секций: 5 на первйо ступени и 6 на второй. Это объясняется, по-видимому, различными методиками расчета или исходными данными, положенными в основу расчета (недогрев воды в подогревателях, температура сетевой воды, при которой производился расчет подогревателей).

Во многих случаях две тепловые подстанции имеют одинаковое число секций подогревателей и одинаковое распределение их между I и II ступенями, но типы подогревателей различны.

Как показал теоретический анализ, режим работы тепловой подстанции зависит лишь от числа секций и не зависит от типа подогревателя.

Расчеты, проведенные для тепловой подстанции с $Q_0' = 0{,}29$ МВт (0,25 Гкал/ч), $Q_г^{ср} = 0{,}127$ МВт (0,11 Гкал/ч), подтвердили этот вывод. На указанной тепловой подстанции установлен подогреватель D = 200 мм с четырьмя секциями на I ступени и с шестью на II. Расчеты при этом же числе

Таблица 10.4. **Результаты расчета тепловой подстанции при различных типах подогревателей**[1]

[$Q_о'$ =0,29 МВт (0,25 Гкал/ч); $Q_г^{ср}$=0,128 МВт (0,11 Гкал/ч); $Q_г^{м}$=0,29 МВт (0,25 Гкал/ч); число секций I ступени — четыре, II ступени — шесть]

Диаметр корпуса подогревателя, мм	200	150	100
Поверхность, м²:			
I ступени	41,4	28,56	14,64
II ступени	62,1	42,84	21,96
Сумма	103,5	71,4	36,6
Расход сетевой воды, м³/ч:			
на ввод при $Q_г=0$	3,46	3,46	3,5
на ввод при $Q_г^м$	4,256	4,153	4,2
на II ступень	4,256	4,152	4,2
Тепловая нагрузка подогревателей кВт (ккал/ч):			
I ступени Q_I	61,2 (52,900)	58,5 (50,360)	59,6 (51,580)
II ступени Q_{II}	270 (233,900)	270 (233,800)	273 (235,360)
Сумма $Q_г^м$	331 (286,800)	328,5 (284,160)	332,5 (286,940)
Коэффициент теплопередачи при $Q_г^м$, Вт/(м²·К) [ккал/(м²·ч·°С)]:			
I ступени k_I	208 (180)	311 (268)	620 (533)
II ступени k_{II}	286 (246)	422 (364)	840 (724)
Температура °С:			
внутри помещения $t_в$			
при $t_н''=+2{,}5$ °С	17,77	17,72	17,82
при $t_н'=-26$ °С	19,5	19,5	19,7
сетевой воды на выходе из системы отопления $\tau_{о2}$			
при $Q_г=0$	47,6	47,6	47,8
при $Q_г=Q_г^{ср}$	43,4	43,4	43,5
при $Q_г=Q_г^м$	23,4	22,6	22,8
сетевой воды на выходе из I ступени τ_2			
при $Q_г=0$	47,6	47,6	47,8
при $Q_г^{ср}$	25,0	25,0	25,4
при $Q_г^м$	11,0	10,4	10,5
водопроводной воды при $Q_г^м$			
после I ступени $t_п$	15,2	14,7	14,9
после II ступени t_i	60,15	59,64	60,18
Потеря напора при $Q_г^м$, м:			
сетевой воды	0,034	0,098	0,600
водопроводной воды	0,130	0,248	0,943

[1] Установленные на вводе и рассчитывавшиеся подогреватели выпускались до введения ОСТ 34—588—68, поэтому их поверхности отличаются от приведенных в табл. 2.9.

Таблица 10.5. **Влияние числа секций I и II ступеней подогревателя**

$\rho = 0,333$; $K_c = Q_г^м / Q_г^{ср} = 2,8$;

Число секций II ступени подогревателя z_{II}	Число секций I ступени				
	0	1	2	3	4
9	—	—	2,88 17,9 3,37 18,6 2,88 18,0	2,76 17,9 3,23 18,4 2,84 15,5	2,67 17,8 3,14 18,1 2,81 13,8
8	—	—	2,86 17,8 3,36 18,2 3,03 17,8	2,76 17,9 3,25 18,4 2,95 15,6	2,67 17,9 3,16 18,1 2,89 13,9
7	—	—	2,86 17,9 3,39 18,3 3,18 18,1	2,73 17,8 3,25 18,1 3,11 15,6	2,67 17,9 3,19 18,1 3,07 14,0
6	—	—	2,84 17,8 3,41 18,2 3,41 18,3	2,73 17,8 3,31 18,1 3,31 16,1	2,65 17,8 3,23 17,9 3,23 14,4
5	—	—	2,81 17,8 3,68 17,8 3,68 20,4	2,70 17,9 3,53 17,8 3,53 17,9	2,61 17,8 3,45 17,5 3,45 16,0
4	—	—	2,74 17,8 4,16 17,2 4,16 23,7	2,62 17,8 3,93 17,1 3,93 20,6	2,57 17,9 3,80 17,1 3,80 18,3
3	3,14 17,8 6,71 16,2 6,71 42,2	2,8 17,8 5,43 16,3 5,43 33,6	2,72 18,3 4,84 17,1 4,84 28,1	2,53 17,8 4,5 16,1 4,5 24,4	2,52 18,2 4,33 16,6 4,33 21,8
2	—	—	3,43 18,2 5,55 15,2 5,55 30,3	—	—

Примечание. В каждой графе таблицы приведены следующие данные при $t''_н = +2,5$ °С строка; $V_{II}^{макс}$, τ_2 при $Q_г^м$ — нижняя строка.

секций были проведены также для подогревателей с D = 100 и 150 мм. Результаты расчетов, приведенные в табл. 10.4, показывают, что несмотря на снижение поверхности нагрева почти в 3 раза требуемый расход сетевой воды на подстанцию не изменился благодаря соответствующему увеличению коэффициентов теплопередачи подогревателей.

В подогревателях увеличились лишь потери напора как сетевой, так и водопроводной воды.

Влияние числа секций подогревателя исследовано на примере тепловой подстанции со следующими параметрами: $Q'_0 = 0,244$ МВт (0,21 Гкал/ч); $Q_г^{ср} = 0,081$ МВт (0,07 Гкал/ч) ($\rho = 0,333$); $K_c = 2,8$; подогреватель с D = 100 мм с числом секций $z_I = 2$, $z_{II} = 3$. Производились расчеты требуемых расходов воды и других параметров при изменении числа секций подогрева-

на режим работы тепловой подстанции с $Q_о{}' = 0{,}244$ МВт (0,21 Гкал/ч); подогреватель D = 100 мм

подогревателя z_I

5		6		7		8		9	
2,62	17,9	2,59	17,9	2,55	17,9	—		—	
3,08	17,9	3,05	17,7	3,02	17,6				
2,76	12,5	2,72	11,6	2,76	10,7				
2,62	17,9	2,59	17,9	2,56	17,8	2,55	17,9	—	
3,10	17,9	3,07	17,8	3,04	17,6	3,01	17,4		
2,86	12,6	2,83	11,7	2,87	10,8	2,80	10,2		
2,62	17,9	2,57	17,8	2,57	17,9	—		—	
3,12	17,9	3,07	17,6	3,06	17,6				
2,99	12,8	2,99	11,7	2,95	11,0				
2,59	17,8	2,59	18,0	2,54	17,9	—		—	
3,19	17,6	3,16	17,8	3,1	17,4				
3,19	13,2	3,16	12,2	3,1	11,3				
2,56	17,8	2,52	17,8	2,53	17,9	—		—	
3,38	17,2	3,35	17,1	3,27	17,2				
3,38	14,5	3,35	13,5	3,27	12,3				
2,5	17,7	2,52	18,1	2,52	18,2	—		—	
3,68	16,8	3,6	17,1	3,57	17,2				
3,68	16,6	3,6	15,2	2,57	14,2				
2,5	18,2	2,45	18,1	2,43	18,1	2,42	18,1	2,39	18,1
4,15	16,8	4,02	16,5	3,93	16,4	3,87	16,4	3,78	16,2
4,15	19,6	4,02	17,9	3,93	16,5	3,87	15,4	3,78	14,4
—		—		—		—		—	

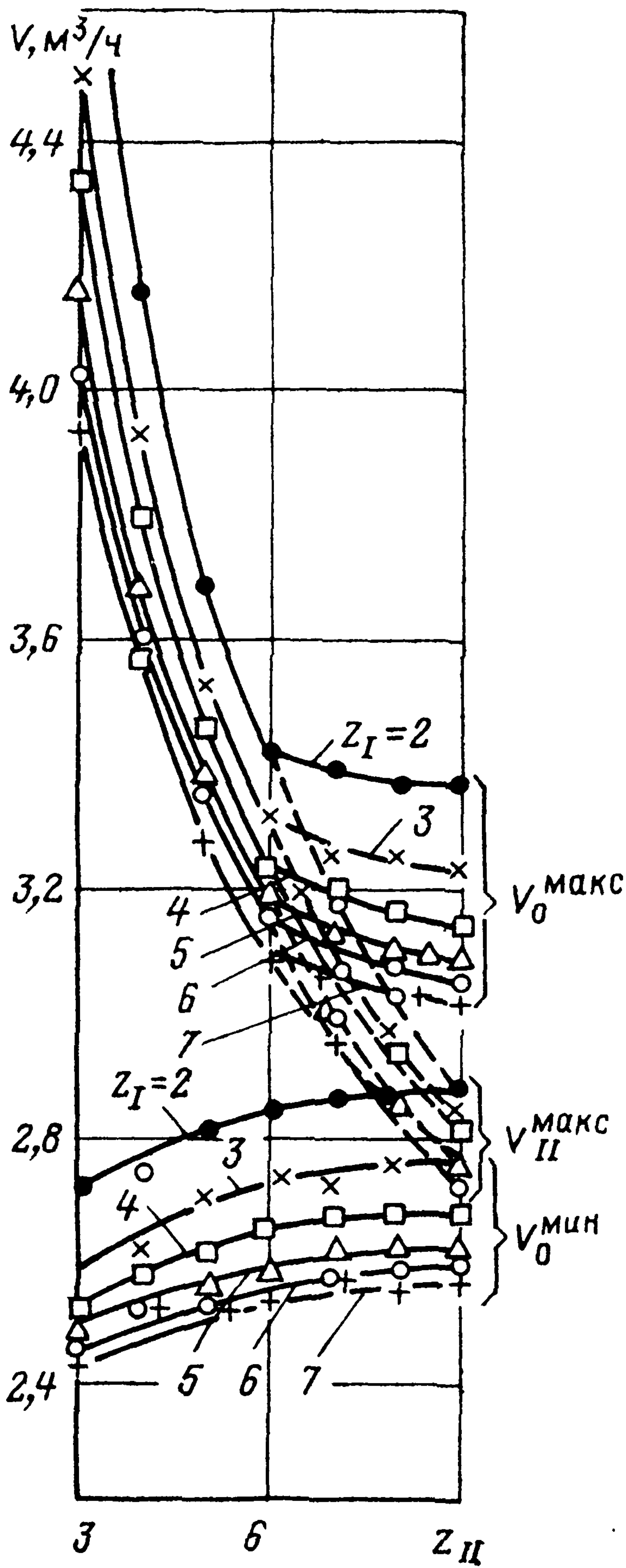
(V, м³/ч; t и τ, °С): $V_о^{мин}$, $t_в$ — верхняя строка; $V_о^{макс}$, $t_в$ при — 26 °С — средняя

теля I ступени в диапазоне 0—9 и II ступени в диапазоне 2—9. Таким образом, были получены данные о режимах работы ввода при любом сочетании числа секций I и II ступеней в указанном диапазоне, представленные в табл. 10.5.

На рис. 10.6 представлены расходы сетевой воды $V_о^{мин}$, $V_{II}^{макс}$ при различном числе секций подогревателя, обеспечивающие внутреннюю температуру не ниже $t_в = 18$ °С в течение отопительного сезона и нагрев водопроводной воды при $Q_г^м$ до $t_1 = 60$ °С.

Рассмотрим отдельно влияние числа секций II и I ступеней подогревателя. При большом числе секций II ступени расход сетевой воды на II ступень при $t_н'' = +2{,}5$ °С и максимальной нагрузке меньше, чем расход сетевой воды на ввод, т. е. регулятор расхода полностью не закрывается. Это свидетельствует о том, что число секций II ступени является избыточным. При умень-

шении числа секций подогревателя II ступени значительно увеличивается максимальный расход сетевой воды на II ступень $V_{II}^{\text{макс}}$. Максимальный расход воды $V_o^{\text{макс}}$ возрастает ненамного. Уменьшается разность $V_o^{\text{макс}} - V_{II}^{\text{макс}}$, т. е. расход воды, проходящей через регулятор расхода. В результате увеличения максимального расхода сетевой воды несколько уменьшается (при $z_I = 2 \div 4$) расчетный расход сетевой воды $V_o^{\text{мин}}$. При уменьшении числа секций II ступени до шести величина $V_{II}^{\text{макс}}$ достигает $V_o^{\text{макс}}$, т. е. регулятор расхода при максимальной нагрузке полностью закрывается. Это свидетельствует о том, что для данной тепловой подстанции на II ступень требуется шесть секций. При меньшем числе секций II ступени максимальный расход сетевой воды на ввод резко возрастает. Характерно, что требующееся число секций на II ступень не зависит от числа секций I ступени. На II ступень требуется шесть секций как в случае, когда I ступень также со-



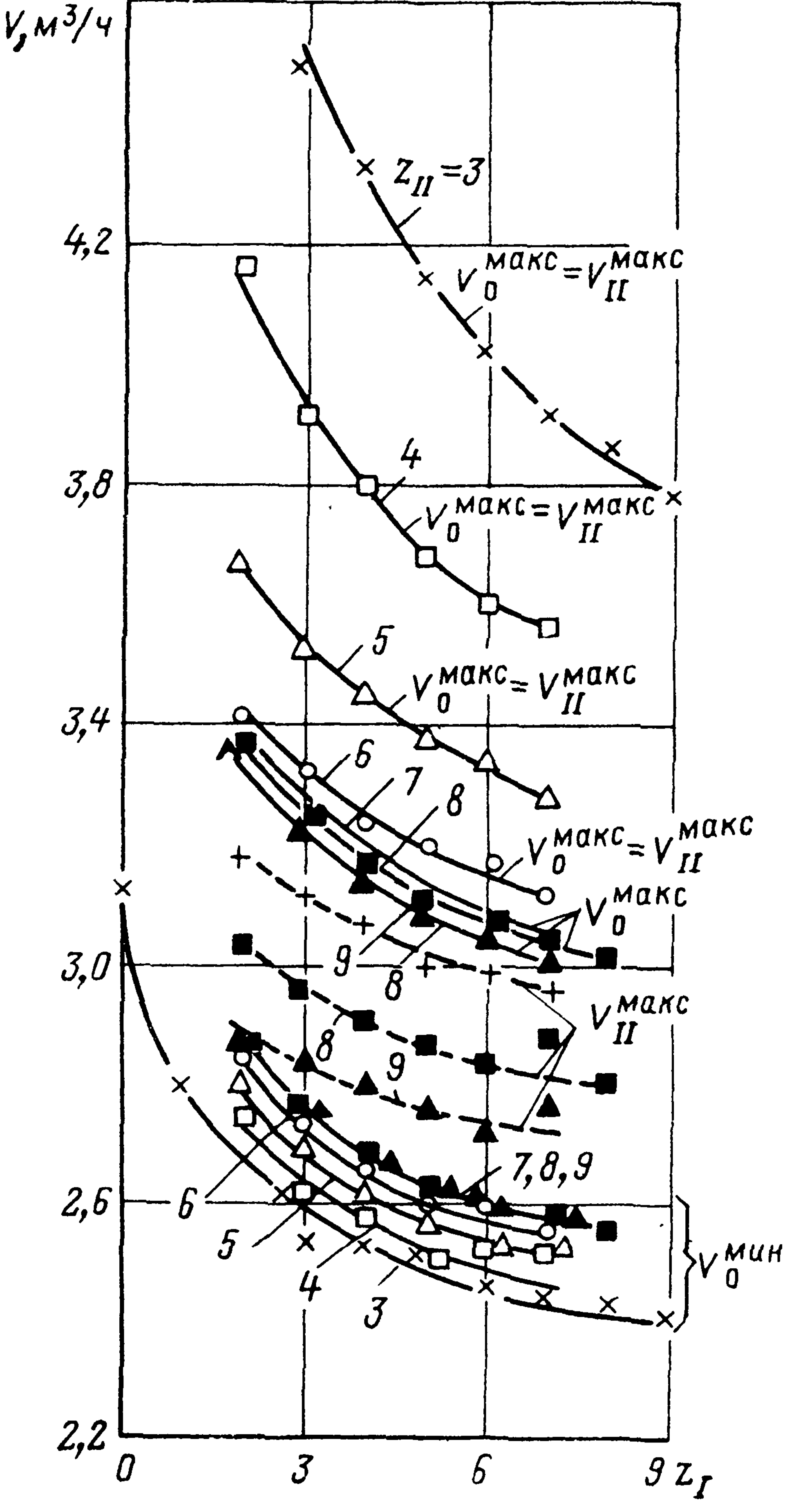


Рис. 10.6. Расходы сетевой воды на тепловую подстанцию при различном числе секций подогревателя первой z_I и второй z_{II} ступеней:

$Q_o' = 0{,}243$ МВт (0,21 Гкал/ч); $\rho_{ср} = 0{,}333$; $Q_г^{\text{макс}}/Q_г^{\text{ср}} = 2{,}8$; подогреватель № 4. Расходы сетевой воды: $V_o^{\text{мин}}$ — на ввод при $Q_г = 0$; $V_o^{\text{макс}}$; $V_{II}^{\text{макс}}$ — на ввод и II ступень при $Q_г^{\text{макс}}$; пунктирная линия — $V_{II}^{\text{макс}} < V_o^{\text{макс}}$

Условные обозначения	●	×	□	△	○	+	■	▲
Число секций II ступени	2	3	4	5	6	7	8	9

стоит из шести секций, так и в случае, когда I ступень состоит всего из двух секций. Различие заключается в том, что в первом случае ($z_I = 6$) расчетный расход $V_0^{мин} = 2{,}61$ м³/ч, а максимальный $V_0^{макс} = 3{,}19$ м³/ч, а во втором случае ($z_I = 2$) эти величины соответственно равны 2,85 и 3,41 м³/ч, т. е. примерно на 10 % больше.

На рис. 10.6 видно, что оптимальное число секций I ступени $z_I = 5$. Меньшее число секций приводит к заметному увеличению $V_0^{мин}$ и $V_0^{макс}$. Большее число секций подогревателя I ступени практически не приводит к уменьшению V_0.

Аналогичные результаты получены и при расчете тепловой подстанции с большим значением $\rho = 0{,}5$ и большим типоразмером подогревателя ($D = 250$ мм). Как следует из проведенных расчетов, для сокращения максимального расхода сетевой воды в первую очередь необходимо обеспечить достаточное число секций II ступени.

10.5.3. РАСЧЕТНАЯ ВНУТРЕННЯЯ ТЕМПЕРАТУРА И ОТНОСИТЕЛЬНАЯ НАГРУЗКА ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Для оценки влияния расчетной внутренней температуры на расход сетевой воды были проведены соответствующие расчеты тепловых подстанций с $\rho = 0{,}186 < \rho_p$; $\rho = 0{,}31 \approx \rho_p$ и $\rho = 0{,}44 > \rho_p$, где ρ_p — относительная нагрузка горячего водоснабжения, принятая при расчете температурного графика района. Все расчеты проводились для стационарных режимов, при которых теплоаккумулирующая способность зданий не учитывается. Для каждой из указанных подстанций определялся требуемый расчетный (при $Q_г = 0$) расход сетевой воды $V_0^{мин}$ для получения внутренних температур $t_в = 16$, 17, 18, 19, 20, 21 °С (с допуском ±0,2 °С).

Результаты указанных расчетов, представленные на рис. 10.7, показывают следующее.

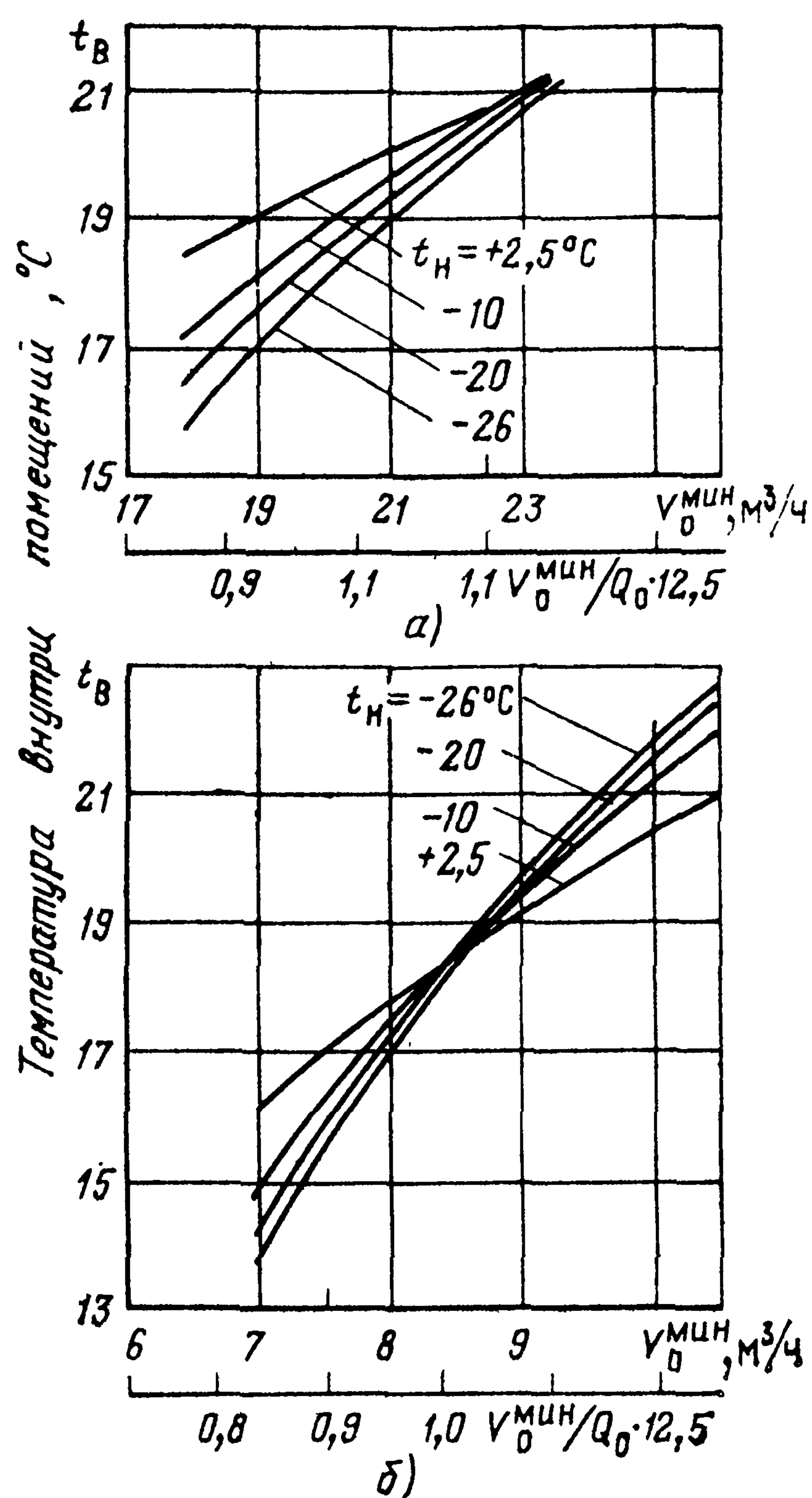
1. Для тепловых подстанций, у которых $\rho \approx \rho_p$, расчетная температура $t_в = 18$ °С обеспечивается при относительном расчетном расходе сетевой воды $V_0^{мин}/(Q_0' \cdot 12{,}5)$, близком к единице. При этом расходе внутренняя температура сохраняется неизменной при всех наружных температурах $t_н$. Оба эти условия принимаются при расчете температурного графика сети. Если для этих тепловых подстанций с $\rho = \rho_p$ уменьшить расчетную внутреннюю температуру $t_в$ от 18 до 17 °С, то и требуемый при $t_н'' = +2{,}5$ °С относительный расход сетевой воды уменьшится от 1 до 0,9. Однако при неизменном температурном графике в новых условиях внутренняя температура не будет сохраняться неизменной и равной 17 °С при изменении наружной температуры. Как видно из рис. 10.7, при снижении $t_н$ до $t_н' = -26$ °С $t_в$ снизится до 15,5 °С. Чтобы предотвратить указанное снижение температуры, необходимо увеличение относительного расхода сетевой воды от 0,9 до 0,95. Если увеличить расчетное значение $t_в$ от 18 до 19 °С, то требуемый относительный расход сетевой воды при $t_н'' = +2{,}5$ °С увеличится от 1 до 1,06. В этих условиях при снижении наружной температуры до $t_н' = -26$ °С внутренняя температура возрастает от 19 до 19,5 °С. Таким образом, как видно из рис. 10.7, для абонентов с $\rho \approx \rho_p$ чем больше отклонение устанавливаемых расходов сетевой воды от расчетных, тем сильнее колебания внутренней температуры при изменении наружной температуры. Это определяется перераспределением нагрузки горячего водоснабжения между I и II ступенями подогревателя в результате изменения расхода воды на тепловую подстанцию при нерасчетном для этих условий температурном графике.

2. Для тепловых подстанций с $\rho < \rho_p$ расход сетевой воды, обеспечивающий $t_в = 18$ °С при $t_н'' = +2{,}5$ °С, меньше отопительного. Как видно из рис. 10.7, этот расход составит примерно 0,8 отопительного расхода, равно-

го 10,8 м³/(МВт·ч) (12,5 м³/Гкал) отопительной нагрузки. Он будет недостаточен для поддержания внутренней температуры $t_в = 18$ °С при снижении $t_н$. Поэтому для абонентов с $\rho < \rho_р$ расчетный расход сетевой воды должен определяться при $t_н = -26$ °С. Как видно из рис. 10.7, при $t_в = 18$ °С этот расход должен составлять $V_0/(Q'_0 \cdot 12{,}5) = 0{,}97$. С повышением $t_н$ от —26 до +2,5 °С $t_в$ повышается от 18 до 19,5 °С. Из рис. 10.7 видно, что для получения неизменной внутренней температуры должен быть установлен относительный расход сетевой воды, равный 1,15. При этом расходе внутренняя температура, равная $t_в = 21$ °С, не будет изменяться в течение отопительного сезона. Поэтому при принятом температурном графике тепловую подстанцию с $\rho = 0{,}186$ можно рассматривать как «типовую» при расчетной внутренней температуре $t_в = 21$ °С.

3. Для тепловой подстанции с $\rho > \rho_р$ относительный расход сетевой воды, обеспечивающий при всех $t_н$ внутреннюю температуру $t_в$ не ниже 18 °С, определяется, как видно из рис. 10.7, при $t''_н = +2{,}5$ °С и составляет 1,12. При снижении $t_н$ до —26° С внутренняя температура возрастает до 19,7 °С. Тепловую подстанцию с $\rho = 0{,}44$ можно рассматривать как «типовую» для принятого графика при расчетной внутренней температуре $t_в = 16{,}5$ °С. При относительном расходе воды на ввод, равном 0,98, внутренняя температура $t_в \approx 16{,}5°$ не изменяется в течение отопительного сезона.

Отмеченные закономерности изменения в течение отопительного сезона внутренней температуры абонентов с различными ρ иллюстрируются также графиком, представленным на рис. 10.8. Для четырех абонентов, основные характеристики которых приведены в представленной ниже таблице, были определены требуемые расходы сетевой воды, обеспечивающие $t_в = 18$ °С при $t''_н = +2{,}5$ °С, а затем при этих расходах рассчитаны внутренние темпе-



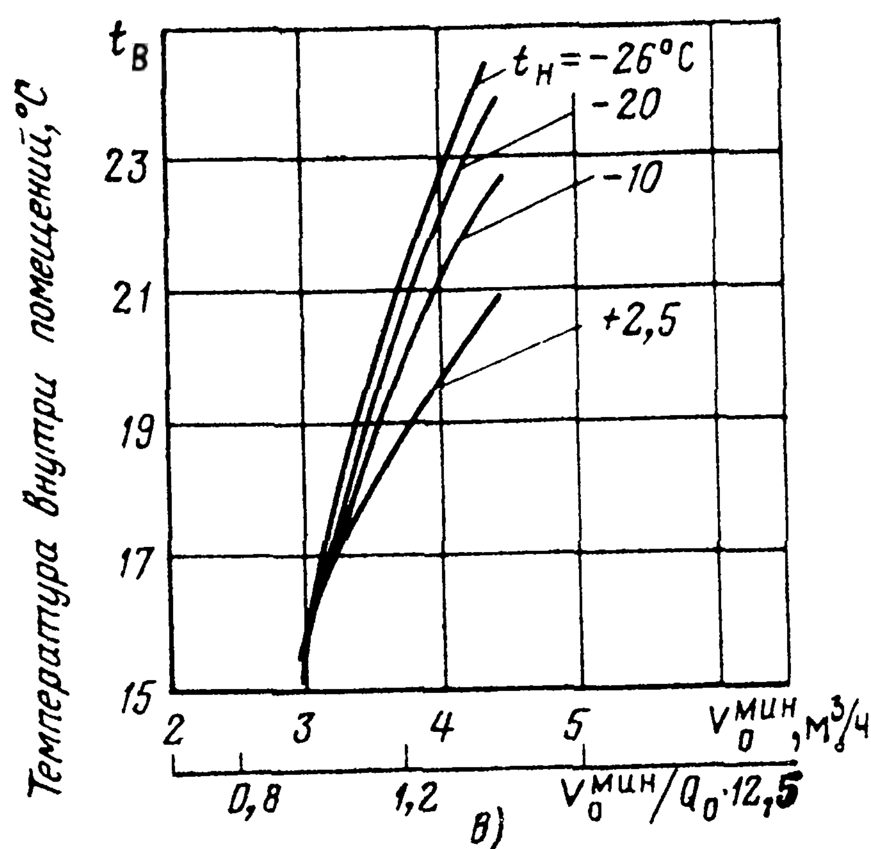


Рис. 10.7. Зависимость внутренних температур от расчетных расходов сетевой воды:

а — $Q'_0 = 1{,}9$ МВт (1,64 Гкал/ч); $\rho = 0{,}186$; *б* — $Q'_0 = 0{,}78$ МВт (0,67 Гкал/ч); $\rho = 0{,}314$; *в* — $Q'_0 = 0{,}29$ МВт (0,25 Гкал/ч); $\rho = 0{,}44$; $V_0^{мин}$ — расчетный расход сетевой воды (при $Q_г = 0$); $V_0^{мин}/Q'_0 \cdot 12{,}5$ — относительный расчетный расход сетевой воды

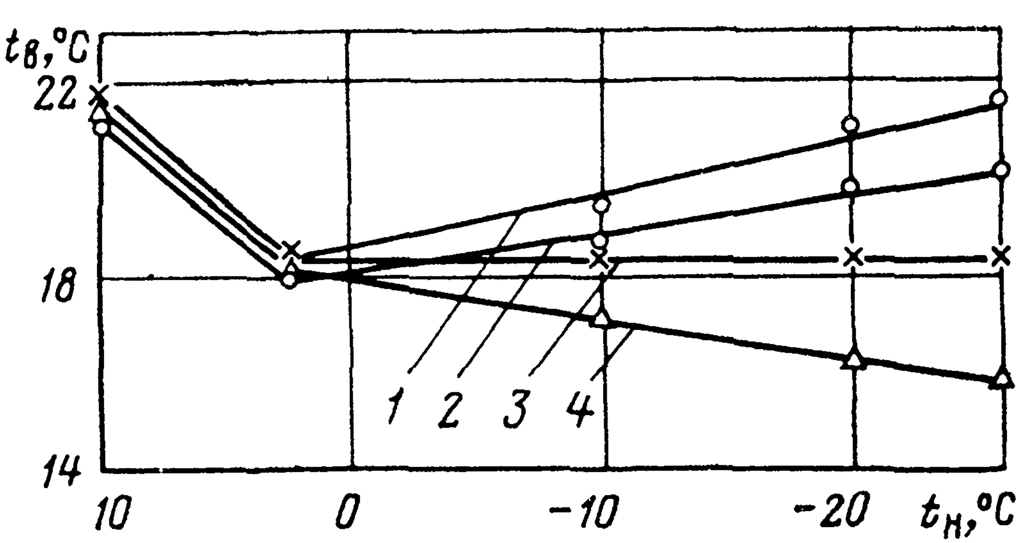


Рис. 10.8. Внутренние температуры отапливаемых помещений у абонентов с различными значениями $\rho_{ср} = Q_г^{ср}/Q'_о$:

№ кривой	1	2	3	4
$\rho_{ср}$	0,575	0,454	0,348	0,207

ратуры при $t_н$ = —10; —20; —26 °С. Так же как и на рис. 10.7, у абонента с ρ = 0,207 < $\rho_р$ внутренняя температура по мере снижения $t_н$ до —26 °С снижается до $t_в$ = 15,5 °С; у абонента с ρ = 0,348 ≈ $\rho_р$ $t_в$ = const; у абонентов с ρ = 0,454 и 0,575 > $\rho_р$ $t_в$ увеличивается соответственно до 20 и 21,5 °С.

Параметры рассчитанных тепловых подстанций

Параметр	№ ввода 4	3	2	1
Расчетные нагрузки, МВт (Гкал/ч):				
$Q'_о$	0,336 (0,29)	0,534 (0,46)	1,0 (0,86)	0,38 (0,33)
$Q_г^{ср}$	0,07 (0,06)	0,185 (0,16)	0,452 (0,39)	0,22 (0,19)
ρ	0,207	0,348	0,454	0,575
Подогреватели:				
I ступени:				
D, мм	150	150	200	150
число секций	6	5	4	4
II ступени:				
D, мм	150	150	200	150
число секций	5	4	5	6
Расчетный расход сетевой воды, м³/ч:				
$V_о^{мин}$	3,44	5,87	12,38	5,28
$\frac{V_о^{мин}}{Q'_о \cdot 12,5}$	0,948	1,016	1,151	1,28

Проведенное расчетное исследование позволило, таким образом, установить основные особенности работы широко распространенных тепловых подстанций с двухступенчатой последовательной схемой при различном составе оборудования и режимных факторах. Оно показало также большие возможности метода математического моделирования тепловых подстанций как для детальных исследований, так и для непосредственного решения важных практических задач. Так, для одного из районов Теплосети Мосэнерго путем расчета на ЭВМ были определены требуемые расходы воды у 400 тепловых подстанций, снабжающих теплотой около 500 тыс. чел. Для каждой подстанции требуемый расход сетевой воды был определен при фактически установленном оборудовании, фактических нагрузках горячего водоснабжения и принятом в этом районе температурном графике.

10.6. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОВОЙ ПОДСТАНЦИИ С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМОЙ

В качестве экспериментальной тепловой подстанции было использовано отдельно стоящее трехэтажное кирпичное здание производственного назначения, что допускало произвольное изменение расхода воды на горячее водоснабжение и сохранение установленного расхода воды неизменным до достижения системой отопления установившегося теплового режима.

Приведенные в § 8.4 результаты испытаний отопительной системы этого здания, расчетные теплопотери которого $Q_0' = 62$ кВт (53 500 ккал/ч), показали, что параметр отопительной системы составляет $\Phi_0 = 1{,}35$ кВт/°К [1160 ккал/(ч·°С)].

На рис. 10.9 представлена схема тепловой подстанции. Подогреватели горячего водоснабжения включены по двухступенчатой последовательной схеме с перемычкой, допускающей работу установки по двухступенчатой смешанной схеме.

Каждая ступень подогревателя включает три секции $D = 100$ мм. На вводе установлен элеватор № 1 с диаметрами камеры смешения $d_3 = 15$ мм и сопла $d_1 = 4{,}4$ мм.

При расчетной нагрузке отопления $Q_0' = 62$ кВт (53 500 ккал/ч) и отопительном графике 150—70 °С расчетный расход сетевой воды на отопление $V_0 = 0{,}67$ м³/ч. При средней нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^{ср} = 28$ кВт (24 000 ккал/ч) расход водопроводной воды $V_в = 0{,}436$ м³/ч. В связи с тем, что подогреватели с $D = 100$ мм рассчитаны на значительно большие расходы, указанным выше расходам воды отвечает ламинарный режим течения воды в теплообменнике (значения Re составляют соответственно 400 и 900). Однако, как показали проведенные ранее ВТИ испытания водо-водяных подогревателей [49], в последних не наблюдался ламинарный режим течения даже при малых значениях критерия Re в межтрубном пространстве. Полученные из опытов значения коэффициентов теплопередачи составляют примерно 230 Вт/(м²·К) [200 ккал/(м²·ч·°С)]. Эти значения близки к расчетным для условий опытов, рассчитанным по формулам для турбулентного режима.

По результатам испытаний определялся параметр подогревателя первой ступени Φ_I. При расходах водопроводной воды 0,5–2,0 м³/ч значения Φ_I составляют в среднем 1,25. Отклонения от среднего значения не превышают 15–20 %. Удельное значение параметра $\Phi_у = \Phi/l \approx 0{,}1$ 1/м, что совпадает с приведенным выше расчетным значением.

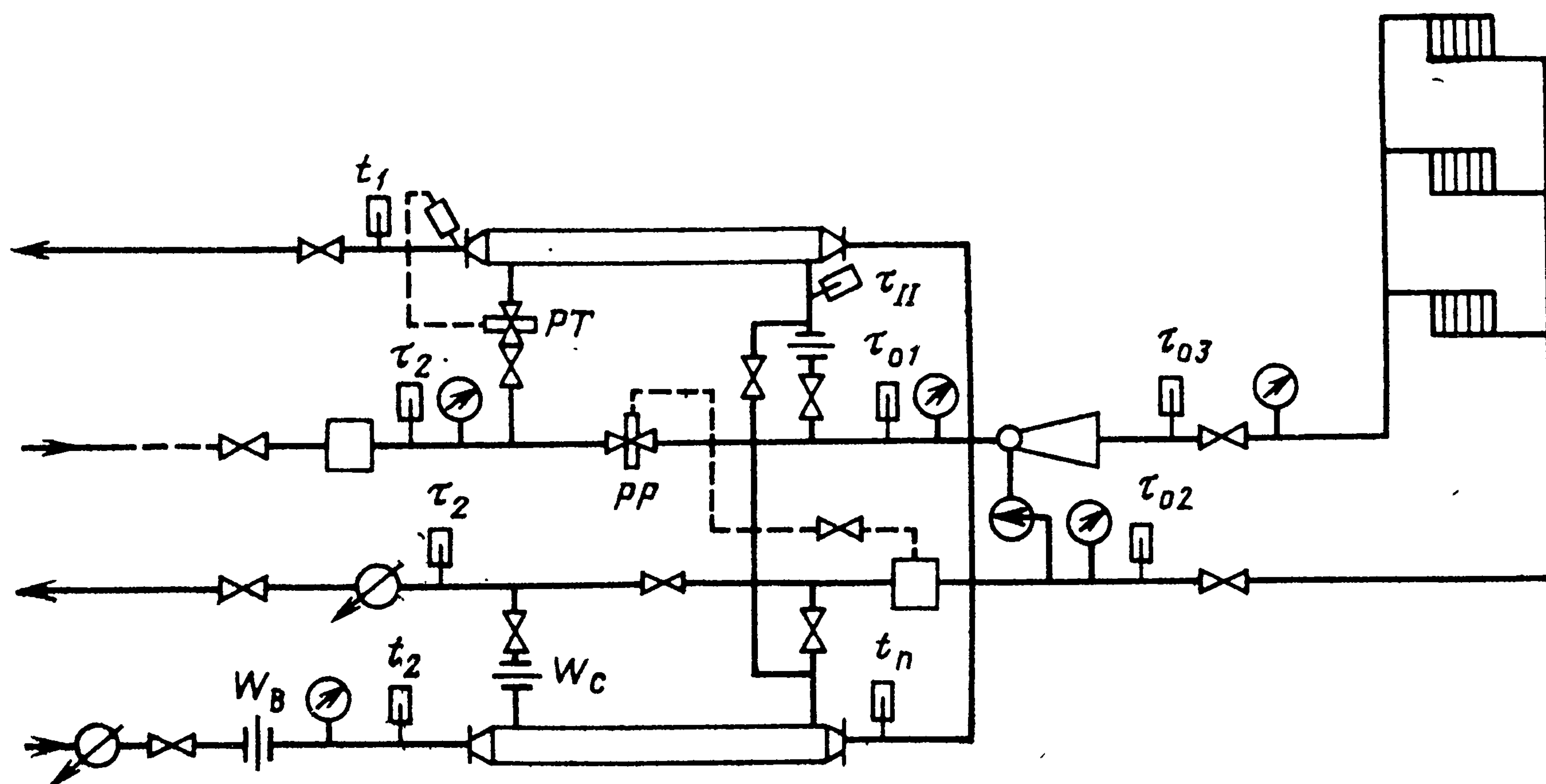
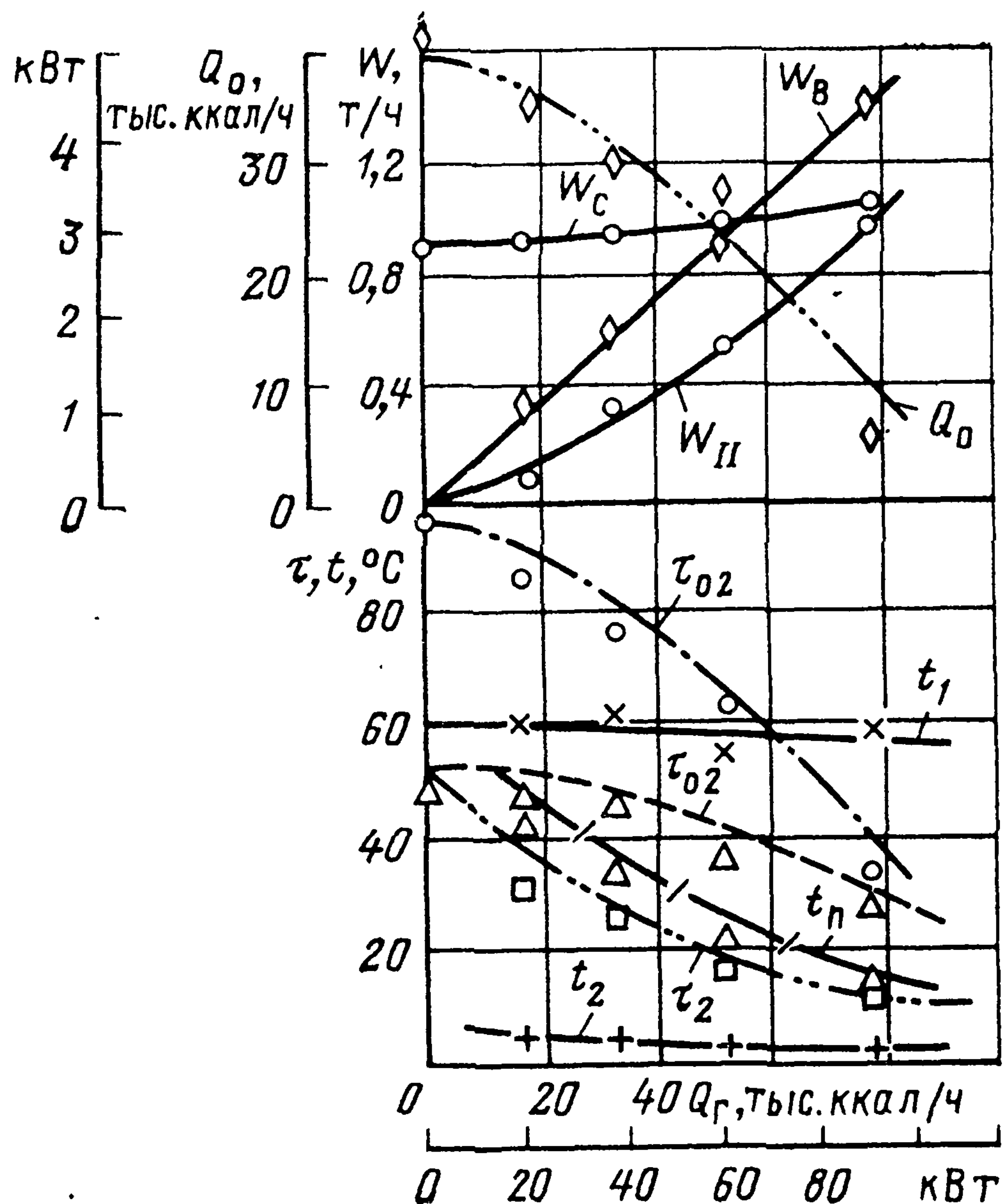


Рис. 10.9. Схема испытывавшейся тепловой подстанции и точки измерений расходов, температур, давлений

Рис. 10.10. Сравнение расчетных характеристик тепловой подстанции с результатами испытаний



Испытания тепловой подстанции производились следующим образом. При отсутствии горячего водоснабжения устанавливался с помощью РР определенный расход сетевой воды и включался потенциометр для автоматической записи расходов и температур воды в точках, указанных на рис. 10.9. Затем подавалась вода на горячее водоснабжение и устанавливался определенный расход водопроводной воды. При изменении расхода воды через II ступень подогревателя горячего водоснабжения суммарный расход сетевой воды на ввод не оставался неизменным, как это видно из рис. 3.7, где представлены гидравлические характеристики ввода при совместной работе регуляторов расхода и температуры.

Испытания проводились при расходах водопроводной воды $V_в = 0{,}3$; 0,5; 0,8; 1,2 и 1,6 м³/ч, что при $t_2 = 5$ °С и $t_1 = 60$ °С соответствовало нагрузкам горячего водоснабжения $Q_г = 18{,}5$; 32,5; 51; 76,5; 102 кВт (16, 28, 44, 66 и 88 тыс. ккал/ч). По отношению к расчетной тепловой производительности системы отопления $Q_0' = 87$ кВт (75 тыс. ккал/ч) эти нагрузки составляют 0,21; 0,37; 0,59; 0,88 и 1,18. После того как температура воды на выходе из системы отопления τ_{02} в течение 30 мин не изменялась, режим считался установившимся и расход водопроводной воды на горячее водоснабжение изменялся.

Результаты испытаний представлены на рис. 10.10. На этих графиках изображены все измеренные расходы и температуры, дающие полное представление о характеристиках тепловой подстанции.

По изложенной выше методике методом ручного счета был произведен расчет характеристик тепловой подстанции для условий опытов. При этом в качестве исходных принимались следующие опытные данные: температура сетевой воды τ_1 и суммарный расход сетевой воды на ввод $V_с$, расход $V_в$ и температуры водопроводной воды t_2 на входе в подогреватель I ступени и t_1 на выходе водопроводной воды из подогревателя II ступени.

Параметр отопительной системы $\Phi_0 = 1{,}35$ кВт/К [1160 ккал/(ч·°С)]; параметр нижней ступени подогревателя $\Phi_I = 1{,}25$.

В результате расчета характеристик тепловой подстанции определялись: температура сетевой воды перед элеватором τ_{01}, на выходе из отопительной системы τ_{02}, на выходе из нижнего подогревателя τ_2, тепловая нагрузка системы отопления Q_0, промежуточная температура водопроводной воды $t_п$ между ступенями подогревателя. Расчетные значения указанных величин также изображены на рис. 10.10.

Сопоставление расчетных характеристик тепловой подстанции с результатами испытаний показывает достаточно близкое их совпадение.

10.7. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ РЕЖИМОВ УСТАНОВОК С ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМОЙ

В реальных условиях оборудование тепловых подстанций с двухступенчатой последовательной схемой работает при переменных режимах, обусловленных неравномерностью суточных графиков нагрузки горячего водоснабжения и изменениями температуры сетевой воды в подающей линии. Исследование фактических режимов работы этих установок проводилось на местной тепловой подстанции, обслуживающей один дом, и на групповой тепловой подстанции, обслуживающей 16 домов.

10.7.1. ИСПЫТАНИЯ НА МЕСТНОЙ ТЕПЛОВОЙ ПОДСТАНЦИИ

Опытная тепловая подстанция обслуживает пятиэтажный 60-квартирный жилой дом. По проекту расчетная тепловая нагрузка отопления $Q_o' = 174$ кВт (150 тыс. ккал/ч). Система отопления однотрубная с замыкающими участками с верхней разводкой. Элеватор отопительной системы с диаметром камеры смешения 20 мм. Максимальная нагрузка горячего водоснабжения по проекту $Q_г^м = 197$ кВт (170 тыс. ккал/ч). Поверхность нагрева подогревателей горячего водоснабжения 20,4 м². Первая ступень включает восемь сек-

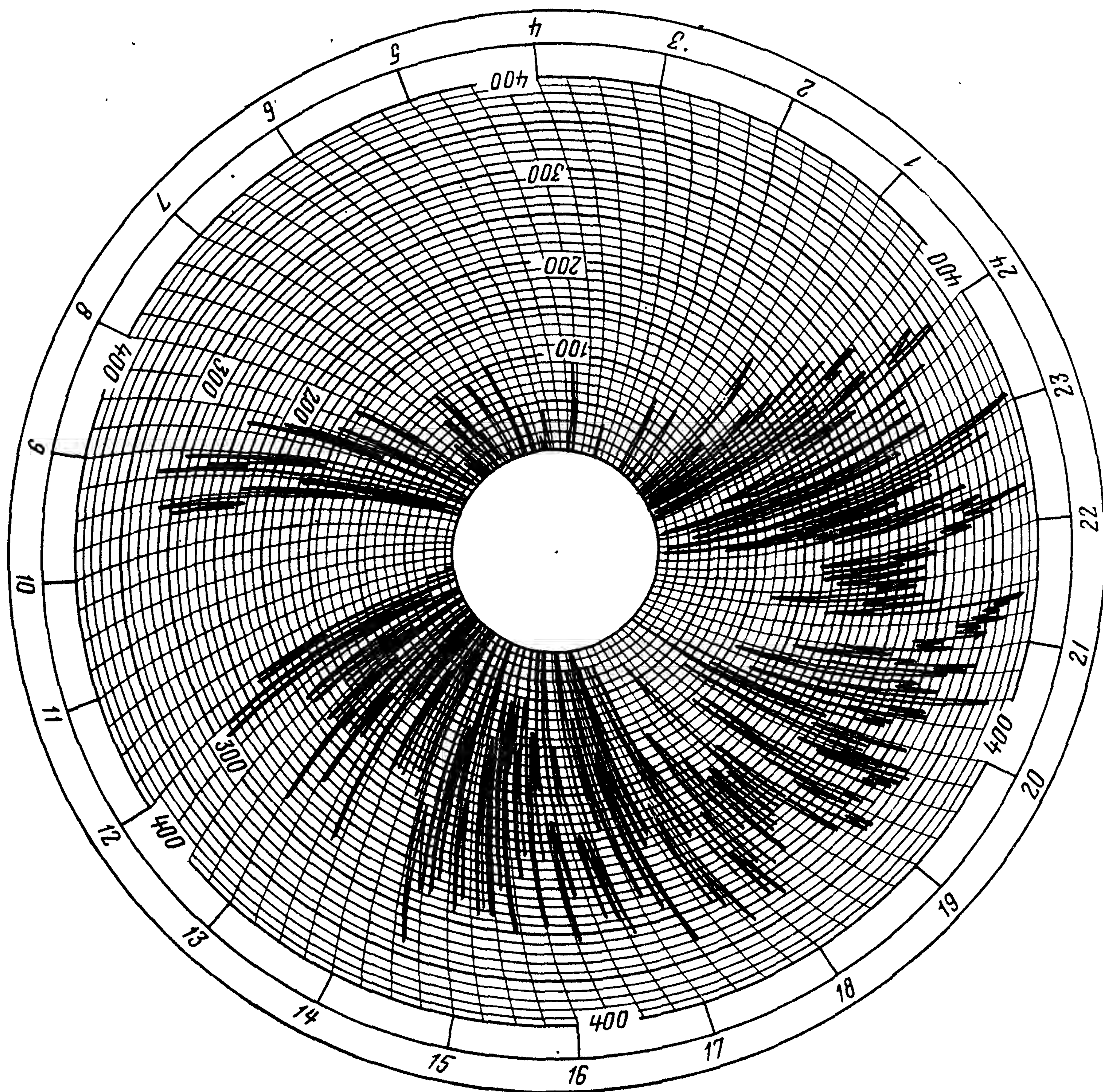


Рис. 10.11. Расход сетевой воды на II ступень подогревателя горячего водоснабжения

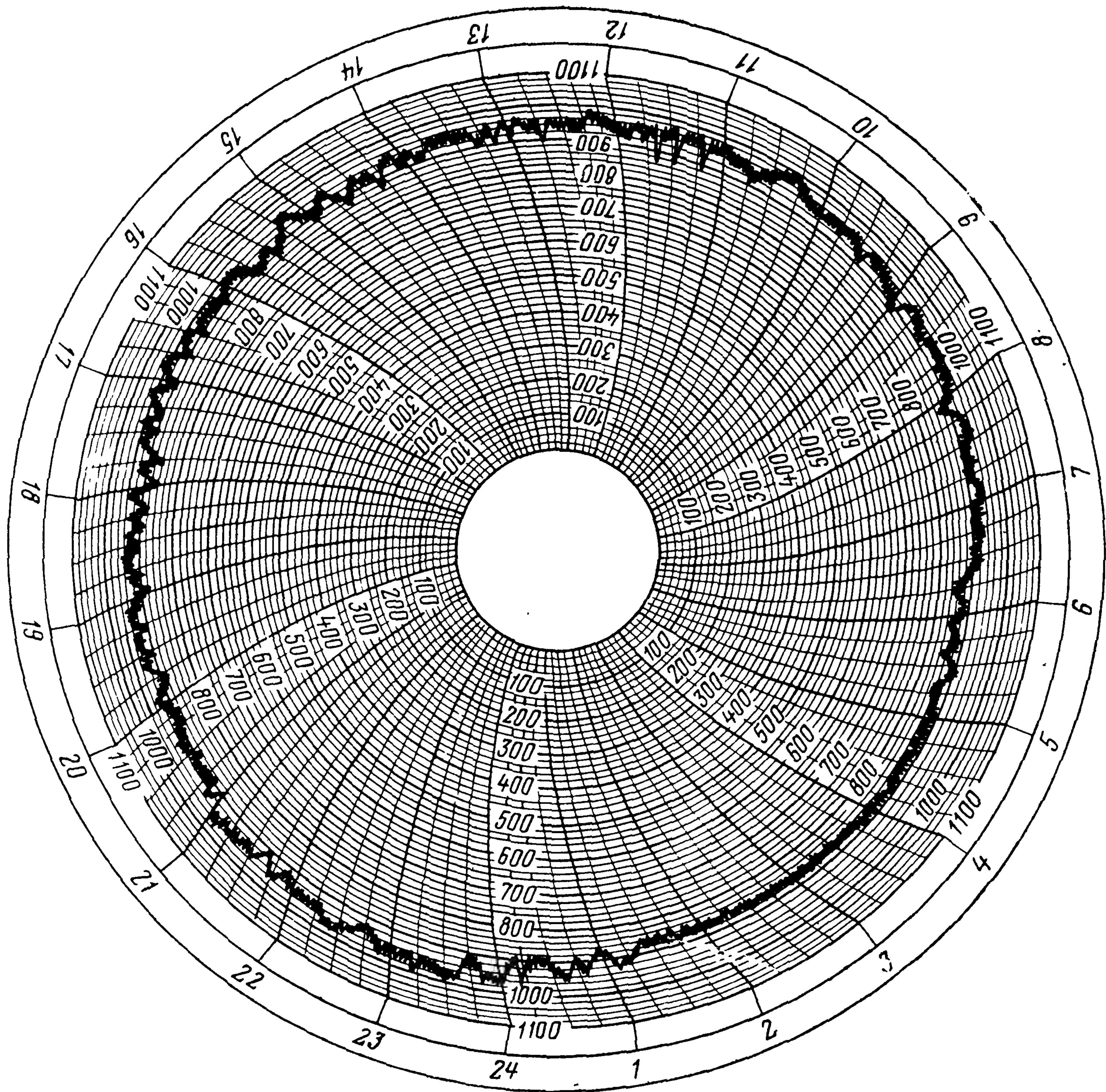


Рис. 10.12. Расход сетевой воды на ввод

ций подогревателя с $D = 80$ мм, II ступень — четыре секции такого же подогревателя. Тепловая подстанция оснащена регулятором расхода РР-40 и регулятором температуры с биметаллическим термореле и клапаном РР-50. Производилась автоматическая запись температур и расходов воды. Несмотря на резко изменяющийся расход сетевой воды на II ступень подогревателя (рис. 10.11) расход сетевой воды на ввод, как видно из рис.10.12, является достаточно стабильным.

Измерялись также температуры в отапливаемых помещениях. Для этой цели были установлены термографы с суточной и недельной шкалами в шести квартирах, расположенных на 1-м, 2-м, 3-м и 5-м этажах в угловых и средних помещениях.

Гидравлический режим тепловой подстанции. Напор в обратной линии сети на вводе составлял $H_2 = 40 \div 42$ м; напор в подающей линии $H_1 = 85 \div 95$ м. Таким образом, располагаемый напор на вводе составлял 44—54 м. Максимальный расход сетевой воды при этом зависит от диаметра сопла элеватора.

При проведении испытаний в элеваторе устанавливались сопла диаметром 7,5; 6,0; 5,5 мм. На рис. 10.13 представлены зависимости расхода сетевой воды на ввод от напора перед соплами указанных диаметров при коэффициенте скорости сопла $\varphi = 0,95$. Как видно из этого графика, при диаметре сопла 7,5 мм максимальный расход сетевой воды на ввод при полностью открытом

регуляторе температуры РТ может составить 4,4—4,8 м³/ч. При полностью закрытом регуляторе температуры расход сетевой воды устанавливается настройкой регулятора расхода РР. При расходе сетевой воды во время испытаний $V_0 = 1,8 \div 1,9$ м³/ч потеря напора в этом сопле составляла около 10 м, а потеря напора в РР 35—55 м. При полном открытии РТ расход сетевой воды на ввод мог увеличиваться примерно в 2,4 раза.

При диаметре сопла 6,0 мм и расходе сетевой воды во время испытаний $V_0 = 2,4$ м³/ч потеря напора в сопле элеватора составляла 33 м, а потеря напора в РР 10—20 м. Максимальный расход сетевой воды на ввод при полностью открытом РТ не может превысить 2,8—3,1 м³/ч (увеличение расхода в 1,2 раза). При минимальном диаметре сопла 5,5 мм расход сетевой воды $V_0 = 2,4$ м³/ч имеет место при потере напора в сопле 44 м. При этом потеря напора в регуляторе расхода составляет в среднем 5 м. При полном открытии РТ расход сетевой воды не мог возрасти более чем на 6 %. Максимальный расход сетевой воды через II ступень при этом не превышал 2 м³/ч, поскольку повышение давления перед соплом при полном открытии РТ было недостаточным для полного закрытия РР.

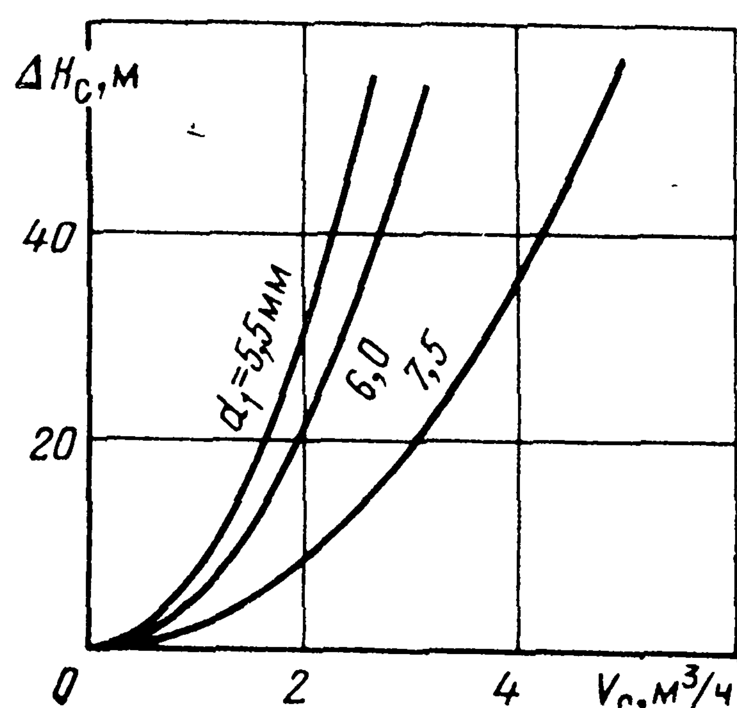


Рис. 10.13. Расходы сетевой воды через сопло элеватора:

коэффициент скорости сопла $\varphi_1 = 0,95$; d_1 — диаметр сопла элеватора

Тепловой режим подстанции. На рис. 10.14 представлены результаты испытаний при температуре сетевой воды $\tau_1 = 122 \div 125$ °С. Было установлено сопло элеватора диаметром 7,5 мм. Расход сетевой воды 1,8—1,9 м³/ч. Температура обратной воды от отопления составляла $\tau_{02} = 51$ °С. Вода в I ступени подогревателя нагревалась до 40—48 °С, а во II ступени — до 50—60 °С. Из-за малой нагрузки II ступени расход сетевой воды через регулятор температуры был небольшим, и регулятор температуры поддерживал температуру водопроводной воды в интервале 10 °С за исключением мгновенных пиков и сбросов нагрузки, когда температура водопроводной воды снижалась до 37 или повышалась до 75 °С. Снижение температуры сетевой воды перед элеватором составляло в среднем 10 °С, а снижение температуры сетевой воды в I ступени подогревателя — в среднем 20 °С (от 50 до 30 °С). В период максимальных нагрузок горячего водоснабжения температура сетевой воды снижается до 7—10 °С, а ночью повышается до $\tau_{02} = 50$ °С. Поскольку нагрузка II ступени мала, расход теплоты на систему отопления в течение суток сохраняется практически неизменным. Средний расход теплоты на отопление 145 кВт (125 тыс. ккал/ч), на горячее водоснабжение 62,5 кВт (53,7 тыс. ккал/ч).

На рис. 10.15 представлены результаты испытаний при минимальной температуре сетевой воды $\tau_1 = 70$ °С. Эти испытания проводились при сопле элеватора диаметром 6 мм. Расход сетевой воды при полностью закрытом регуляторе температуры 2,45 м³/ч. При открытии регулятора температуры расход сетевой воды на ввод возрастал до 2,9—2,95 м³/ч. Как видно из рис. 10.15, при низких температурах сетевой воды значительно возрастает нагрузка II ступени подогревателя. Температура сетевой воды перед элеватором снижается при максимальных нагрузках горячего водоснабжения от $\tau_1 = 70$ до $\tau_{01} = 50$ °С, а в I ступени подогревателя — от $\tau_{02} = 45$ до $\tau_2 = 10$ °С.

Как видно из рис. 10.15, при $Q_г^м$ температура водопроводной воды снижалась до $t_1 = 45$ °С, что является результатом недостаточного расхода воды

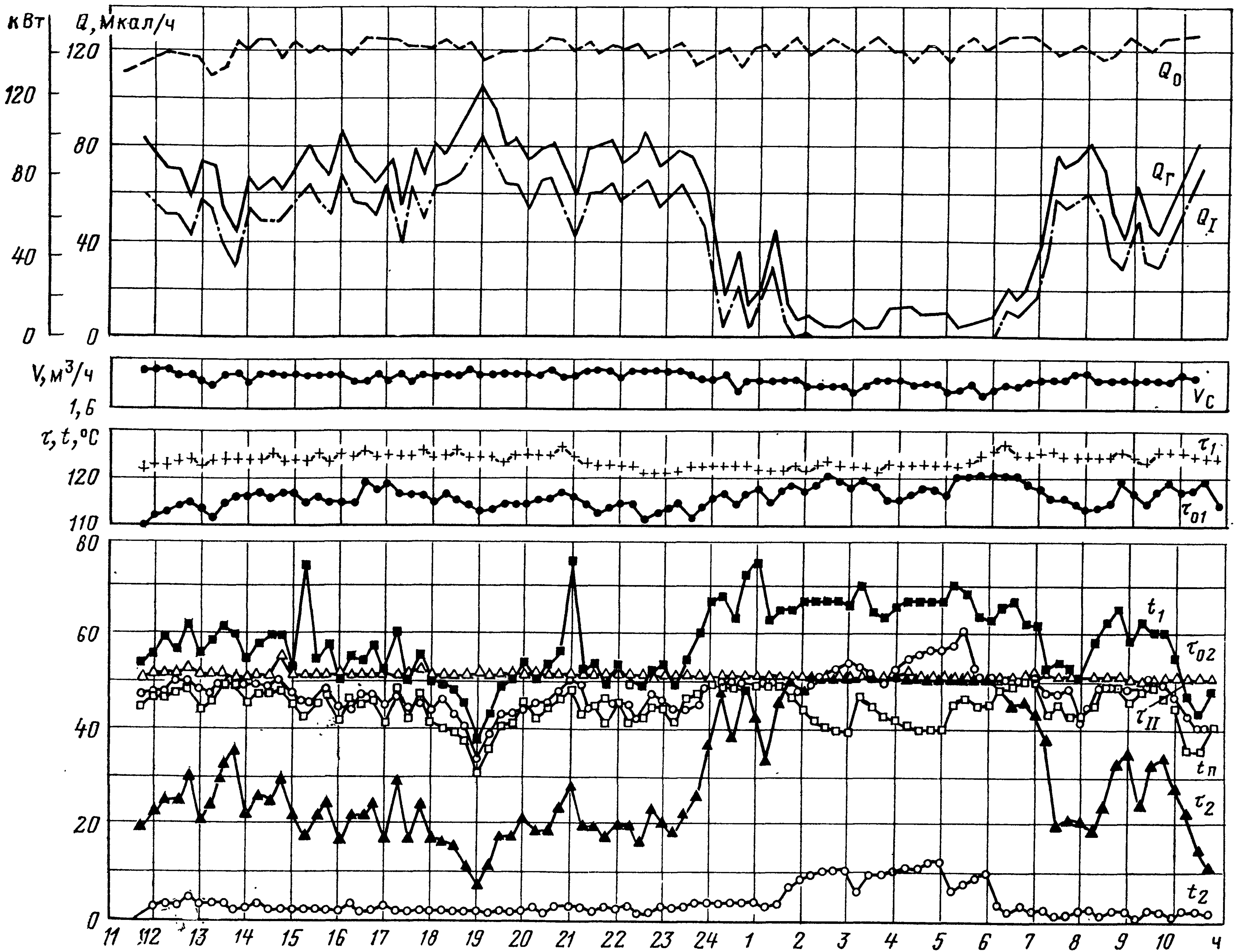


Рис. 10.14. Тепловой режим тепловой подстанции при температуре сетевой воды 122—125 °С:

воскресенье — понедельник. $Q_о^{ср}=145$ кВт (125 тыс. ккал/ч); $Q_г^{ср}=62$ кВт (53,7 тыс. ккал/ч); $\tau_2^{ср}=30{,}4$ °С

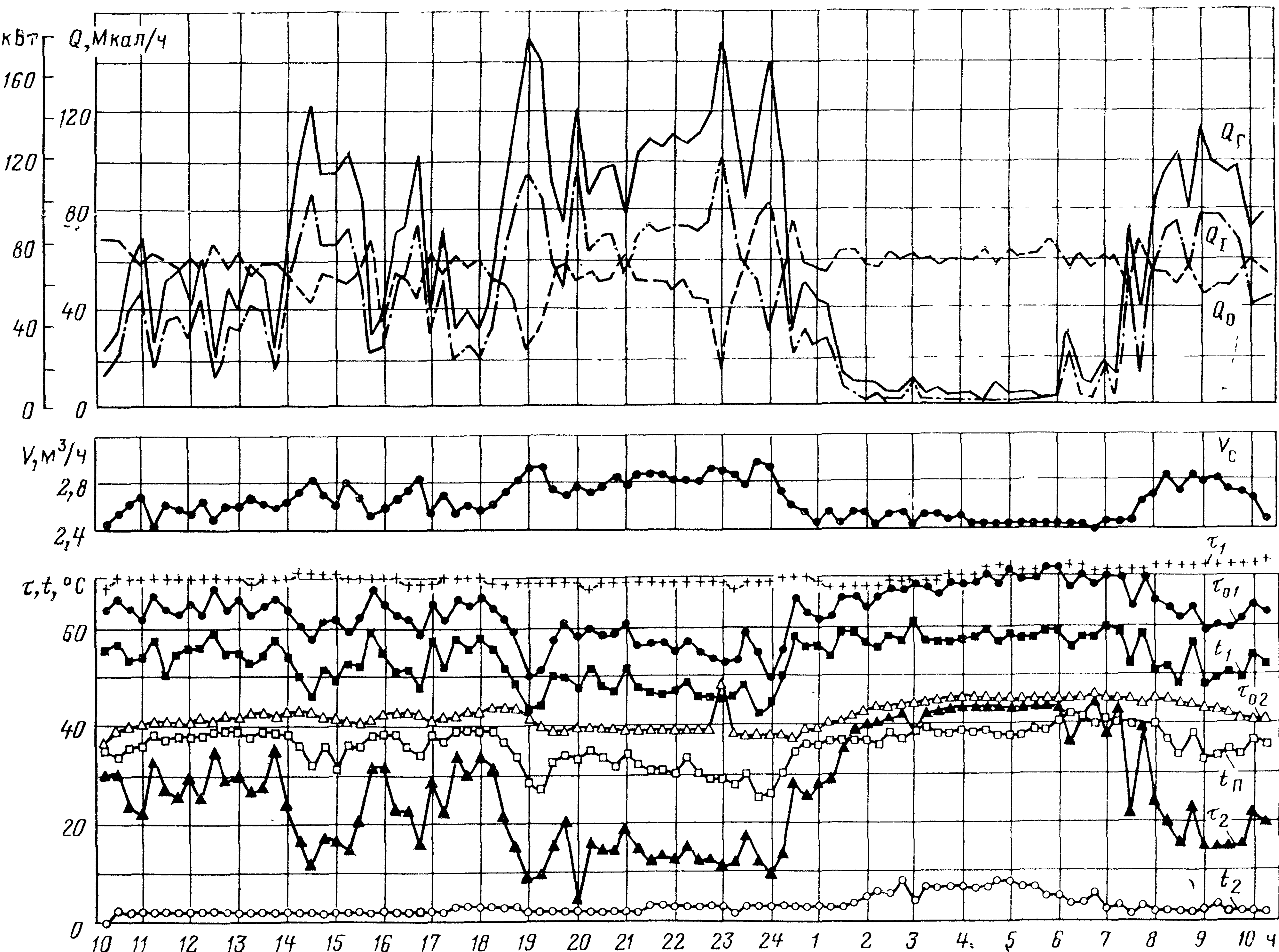


Рис. 10.15. Тепловой режим тепловой подстанции при температуре сетевой воды $\tau_1 = 70$ °C: суббота - воскресенье: $Q_0^{ср} = 61$ кВт (55,2 Мкал/ч); $Q_I^{ср} = 71{,}5$ кВт (61,7 Мкал/ч); $\tau_2^{ср} = 26{,}8$ °C

через подогреватель II ступени из-за неполного закрытия РР. Средняя температура обратной сетевой воды $\tau_2 = 27$ °С. Суточный график расхода теплоты на отопление имеет провалы в период максимальных нагрузок горячего водоснабжения. Средний расход теплоты на отопление 64 кВт (55,2 тыс. ккал/ч), на горячее водоснабжение 71,5 кВт (61,7 тыс. ккал/ч).

Результаты исследований характеристики отопительной системы, приведенные в § 8.4 (табл. 8.2), показали, что среднее значение Φ_0 из опытов составляет 3,04 кВт/К [2620 ккал/(ч · °С)], что на 12% больше расчетного значения. Расход теплоты на отопление в течение суток виден из результатов испытаний, представленных на рис. 10.14 и 10.15. При высоких температурах сетевой воды водопроводная вода нагревается почти до требуемой температуры в I ступени. Вторая ступень при этом не работает, $\tau_{01} \approx \tau_1$ и горячее водоснабжение не влияет на расход теплоты на отопление. При низких температурах сетевой воды расход теплоты на отопление в период максимальных нагрузок горячего водоснабжения уменьшается, однако эти снижения являются кратковременными и, как показали результаты термографирования, не отражаются на внутренней температуре помещений.

Результаты испытаний показывают, что двухступенчатая последовательная схема обеспечивает нормальную работу тепловой подстанции при всех режимах.

Расчет тепловой подстанции при фактических тепловых нагрузках. На основании определенных в результате испытаний нагрузки горячего водоснабжения и параметра отопительной системы был произведен расчет требуемого расхода сетевой воды при фактически установленных подогревателях горячего водоснабжения. Теплопотери здания считались равными расчетным: $Q_0' = 175$ кВт (150 тыс. ккал/ч), параметр отопительной системы, определенный из опытов, $\Phi_0 = 3{,}04$ кВт/К [2620 ккал/(ч·°С)], коэффициент смешения $u = 1{,}95$. Учитывалась также фактическая характеристика регулятора расхода $\mu = 1{,}2$.

Расчет требуемого расхода сетевой воды для покрытия нагрузки отопления и горячего водоснабжения показал, что при температуре излома графика $t_н'' = 4{,}5$ °С ($\tau_1'' = 70$ °С) для обеспечения внутренней температуры $t_в = 18$ °С на вводе должен быть установлен расход сетевой воды, равный при полностью закрытом регуляторе температуры 2,32 м^3/ч. При максимальной нагрузке горячего водоснабжения расход воды на II ступень составит 2,93 м^3/ч. При этом регулятор расхода будет полностью закрыт. Для пропуска указанного расхода воды через II ступень подогревателя диаметр сопла элеватора при минимальном располагаемом напоре на вводе 44 м должен быть не меньше 6,12 м. При установленном в элеваторе сопле диаметром 6,0 мм максимальный расход сетевой воды на ввод составит 2,81 м^3/ч, поэтому при максимальной нагрузке горячего водоснабжения водопроводная вода нагреется не до 60, а до 58,5 °С.

Расчетное исследование тепловой подстанции, показало, что при указанном выше расходе сетевой воды $V_0 = 2{,}32$ м^3/ч и расчетной наружной температуре $t_н' = -20$ °С ($\tau_1' = 150$ °С) внутренняя температура повышается до $t_в = +24$ °С. Поскольку, как правило, максимальная температура в сети при $t_н'$ не превышает 140 °С, внутренняя температура, как показали результаты расчета, не превысит $t_в = 21$ °С. Для сохранения неизменной внутренней температуры $t_в = 18$ °С в течение всего отопительного сезона расход сетевой воды должен уменьшаться по мере снижения $t_н$ в соответствии с данными табл. 10.6.

Поддержание неизменной внутренней температуры $t_в = 18$ °С при неизменном расходе сетевой воды в течение отопительного сезона обеспечивается лишь специальным, так называемым «повышенным» температурным графиком. Рассчитанные температуры сетевой воды, обеспечивающие по-

Таблица 10.6. **Результаты расчета требуемых расходов сетевой воды на ввод при отопительном температурном графике**

Параметр	Температура наружного воздуха $t_н$, °С				
	+4,5	−5	−10	−20	(−20)
Температура сетевой воды по отопительному графику τ_1, °С	70	101	118	150	(140)
Требуемый расход сетевой воды на ввод $V_о$, м³/ч %	2,33 100	2,0 86	1,87 80	1,74 75	(1,98) (85)
Температура отапливаемых помещений $t_в$, °С	18,2	18,1	18,1	18,0	(18,0)

Таблица 10.7. **Результаты расчета повышенного температурного графика**

Параметр	Температура наружного воздуха $t_н$, °С			
	+4,5	−5	−10	−20
Температура сетевой воды по отопительному графику (τ_1) от, °С	70	101	118	150
Требуемая температура сетевой воды τ_1, °С	78	104,3	117,8	149,6
Температура отапливаемых помещений $t_в$, °С	18,2	18,1	18,1	17,8

Таблица 10.8. **Влияние перераспределения числа секций подогревателя горячего водоснабжения между I и II ступенями на показатели работы ввода**

Число секций I ступени z_I	3	4	5	6	7	8	9	10
Число секций II ступени z_{II}	9	8	7	6	5	4	3	2
Требуемый расход сетевой воды, м³/ч, при температуре излома графика ($t''_н = +4{,}5$ °С; $\tau''_I = 70$ °С), м³/ч:								
на ввод при закрытом РТ $V_о^{мин}$	2,5	2,42	2,39	2,35	2,35	2,32	2,25	2,0
на ввод при максимальной нагрузке горячего водоснабжения $V_о^{макс}$	2,87	2,80	2,78	2,76	2,76	2,93	3,31	3,92
на II ступень при максимальной нагрузке горячего водоснабжения $V_{II}^{макс}$	2,25	2,24	2,32	2,49	2,49	2,93	3,31	3,92
Температура отапливаемых помещений $t_в$, °С:								
при $t''_н = +4{,}5$ °С ($\tau''_I = 70$ °С)	17,8	17,8	17,9	17,9	18,04	18,2	18,2	18,2
при $t'_н = -20$ °С ($\tau'_I = 150$ °С)	24,9	24,5	24,3	24	24	23,9	23,3	21,1
Температура обратной сетевой воды при максимальной нагрузке горячего водоснабжения τ_2, °С	18,2	16,7	15,7	14,8	14,1	15,2	17,9	22,3

крытие совместной нагрузки отопления и горячего водоснабжения (субботний график) испытывавшегося ввода при неизменном расходе сетевой воды, равном отопительному $V_o = V_o' = 1{,}875$ м^3/ч, представлены в табл. 10.7.

Приведенные выше результаты были получены при фактическом распределении секций подогревателя между I и II ступенями ($z_I = 8$; $z_{II} = 4$). Для оценки влияния на показатели работы испытывавшегося ввода перераспределения числа секций между I и II ступенями (при сохранении общего числа секций неизменным) на ЭВМ были проведены соответствующие расчеты, результаты которых приведены в табл. 10.8.

Результаты расчетов показывают, что при увеличении числа секций I ступени и соответствующем уменьшении числа секций II ступени уменьшается расход сетевой воды $V_o^{мин}$, который должен быть установлен на ввод при полностью закрытом регуляторе температуры. Одновременно увеличиваются максимальные расходы сетевой воды на ввод $V_o^{макс}$ и на II ступень $V_{II}^{макс}$, которые устанавливаются в результате открытия регулятора температуры при максимальной нагрузке горячего водоснабжения. В этих расчетах предполагалось, что располагаемый напор и диаметр сопла не ограничивают максимальный расход сетевой воды на ввод.

При числе секций II ступени подогревателя пять и более $V_{II}^{макс} < V_o^{макс}$, что свидетельствует о том, что регулятор расхода еще полностью не закрылся. При числе секций подогревателя II ступени меньше пяти $V_{II}^{макс} = V_o^{макс}$. Это означает, что регулятор расхода полностью закрыт и расход воды на ввод определяется только открытием регулятора температуры. Из табл. 10.8 видно также, что перераспределение числа секций подогревателя в широких пределах мало сказывается на требуемых расходах воды на ввод. Так, при увеличении z_I от 4 до 8 и соответствующем снижении z_{II} от 8 до 4 значение $V_o^{мин}$ снижается с 2,42 до 2,32 м^3/ч, т. е. всего на 5 %, а $V_o^{макс}$ увеличивается с 2,80 до 2,93 м^3/ч, т. е. также на 5 %.

10.7.2. ИСПЫТАНИЯ НА ГРУППОВОЙ ТЕПЛОВОЙ ПОДСТАНЦИИ

ГТП, на которой были проведены испытания (рис. 10.16), снабжает теплотой установки отопления и горячего водоснабжения 16 жилых домов с числом жителей 3673 чел., а также 4 общественных здания. По проекту расчетный расход теплоты на отопление составляет $Q_o' = 3{,}7$ МВт (3,17 Гкал/ч), а сумма максимальных нагрузок на горячее водоснабжение отдельных зданий 4,1 МВт (3,42 Гкал/ч). Среднее число жителей в каждом здании 230 чел. Коэффициент суточной неравномерности 2,85, т. е. средняя нагрузка горячего водоснабжения жилых зданий 1,4 МВт (1,2 Гкал/ч). При этом расход воды составляет 130 л/(чел · сут), что соответствует данным СНиП. Для ГТП микрорайона с числом жителей 3673 чел. коэффициент суточной неравномерности 2,1, что определяет максимальную нагрузку горячего водоснабжения $Q_г^м = 2{,}9$ МВт (2,5 Гкал/ч). Относительные нагрузки горячего водоснабжения $Q_г^м/Q_o' = 0{,}79$; $\rho_{ср} = Q_г^{ср}/Q_o' = 0{,}38$.

Основное оборудование включало: I ступень подогревателя из четырех секций $D = 250$ мм общей поверхностью нагрева 66,4 м^2; II ступень подогревателя из 9 секций $D = 300$ мм общей поверхностью 238 м^2; два насоса смешения типа 6К-12 с расходом 110—200 м^3/ч при напоре 22,7—17,1 м с электромотором 14 кВт на 2900 об/мин; рециркуляционный насос, обеспечивающий расход водопроводной воды на рециркуляцию в размере 6—8 м^3/ч; регуляторы расхода и температуры электронно-гидравлического типа; подкачивающий насос водопроводной воды, создающий дополнительный напор 18—25 м.

На ГТП были установлены контрольно-измерительные приборы, указанные на рис. 10.16.

Гидравлический режим ГТП. ГТП расположена недалеко от ТЭЦ. При напорах на выводах ТЭЦ в подающей и раобтной магистралях 120 и 25 м напоры на ГТП составляли соответственно 110 и 34 м; они сохранялись практически неизменными. Коэффициент смешения определяется точкой пересечения характеристики насоса смешения и характеристики сети систем отопления. При расходе сетевой воды 55—60 м³/ч коэффициент смешения составлял около 3,5.

Результаты исследования графиков нагрузки горячего водоснабжения показали, что нагрузки горячего водоснабжения являются стабильными и в основном соответствуют данным СНиП.

Параметр отопительной системы по результатам испытаний, приведенным в § 8.4, составляет 79 кВт/К [68 тыс. ккал/(ч · °С)] вместо расчетного значения (57 кВт/К) [49,1 тыс. ккал/(ч · °С)], т. е. превышает в 1,4 раза значение, соответствующее расчетным теплопотерям зданий $Q_o' = 3{,}7$ МВт (3,17 Гкал/ч). Это определяется завышенной поверхностью отопительных приборов, неучтенной отдачей теплоты внутренней разводкой и квартальными сетями.

Тепловые режимы ГТП. На рис. 10.17 и 10.18 представлены примерные режимы работы ГТП при максимальных температурах воды в сети, имевших место при проведении испытаний, $\tau_1 = 125 \div 130$ °С (рис.10.17) и минимальных $\tau_1 \approx 80$ °С (рис. 10.18) для дней с наибольшей нагрузкой горячего водоснабжения (воскресенье, суббота).

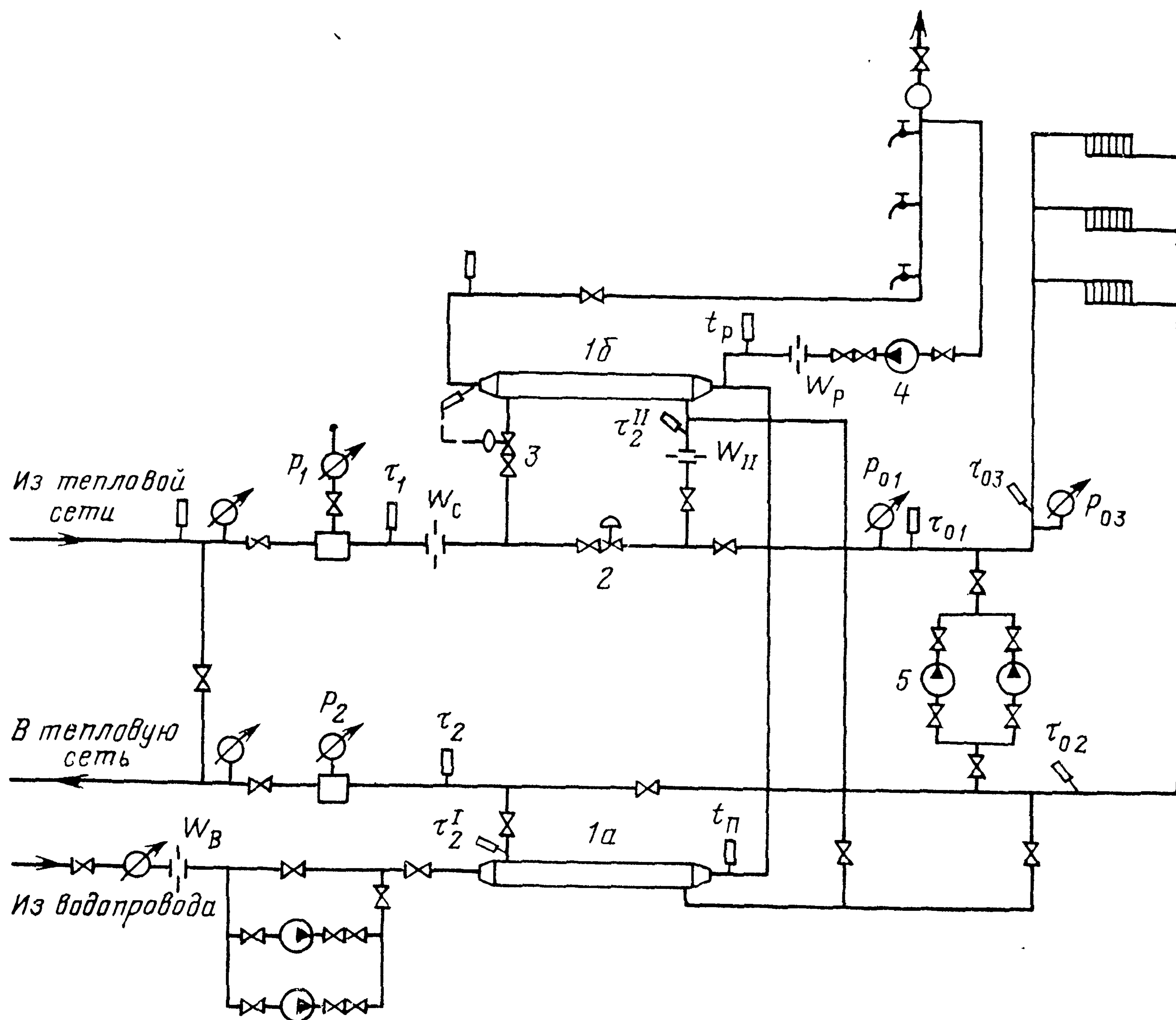


Рис. 10.16. Схема испытывавшейся ГТП

Таблица 10.9. **Распределение нагрузки между ступенями подогревателя**

τ_1, °C	Нагрузка горячего водоснабжения, %	Рабочие дни		Суббота, воскресенье	
		I ступень	II ступень	I ступень	II ступень
125—130	Средняя в дневное время	100	0	96	4
	Максимальная	80	20	70	30
100	Средняя в дневное время	75	25	60	40
	Максимальная	60	40	50	50
80	Средняя в дневное время	55	45	50	50
	Максимальная	40	60	35	65

При τ_1 = 125÷130 °C температура обратной воды из системы отопления τ_2 превышает 60 °C. Поэтому практически вся нагрузка горячего водоснабжения (96—97 %) покрывалась I ступенью подогревателя, лишь при максимальных нагрузках горячего водоснабжения, превышающих 3,5 МВт (3 Гкал/ч), доля нагрузки горячего водоснабжения, покрываемая II ступенью, увеличивалась до 30 %. Температура обратной сетевой воды τ_2 снижалась примерно от 60 °C в ночное время до 40 °C в дневной период и до 30—35 C при максимальной нагрузке горячего водоснабжения. При низких температурах сетевой воды наблюдается наибольшая нагрузка II ступени, превышающая 60 % при максимальных нагрузках горячего водоснабжения. Температура обратной сетевой воды снижается от 40 °C в ночное время до 20—25 °C в дневное время.

На рис. 10.17 и 10.18 в кружках показаны результаты расчетов ряда режимов работы ГТП, проведенных на ЭВМ. Полученные результаты расчетов близки к фактическим режимам ГТП, определенным в результате экспериментального исследования.

На основании результатов испытаний распределение нагрузок между обеими ступенями подогревателя при максимальной, средней и минимальной температурах сетевой воды представлено в табл. 10.9.

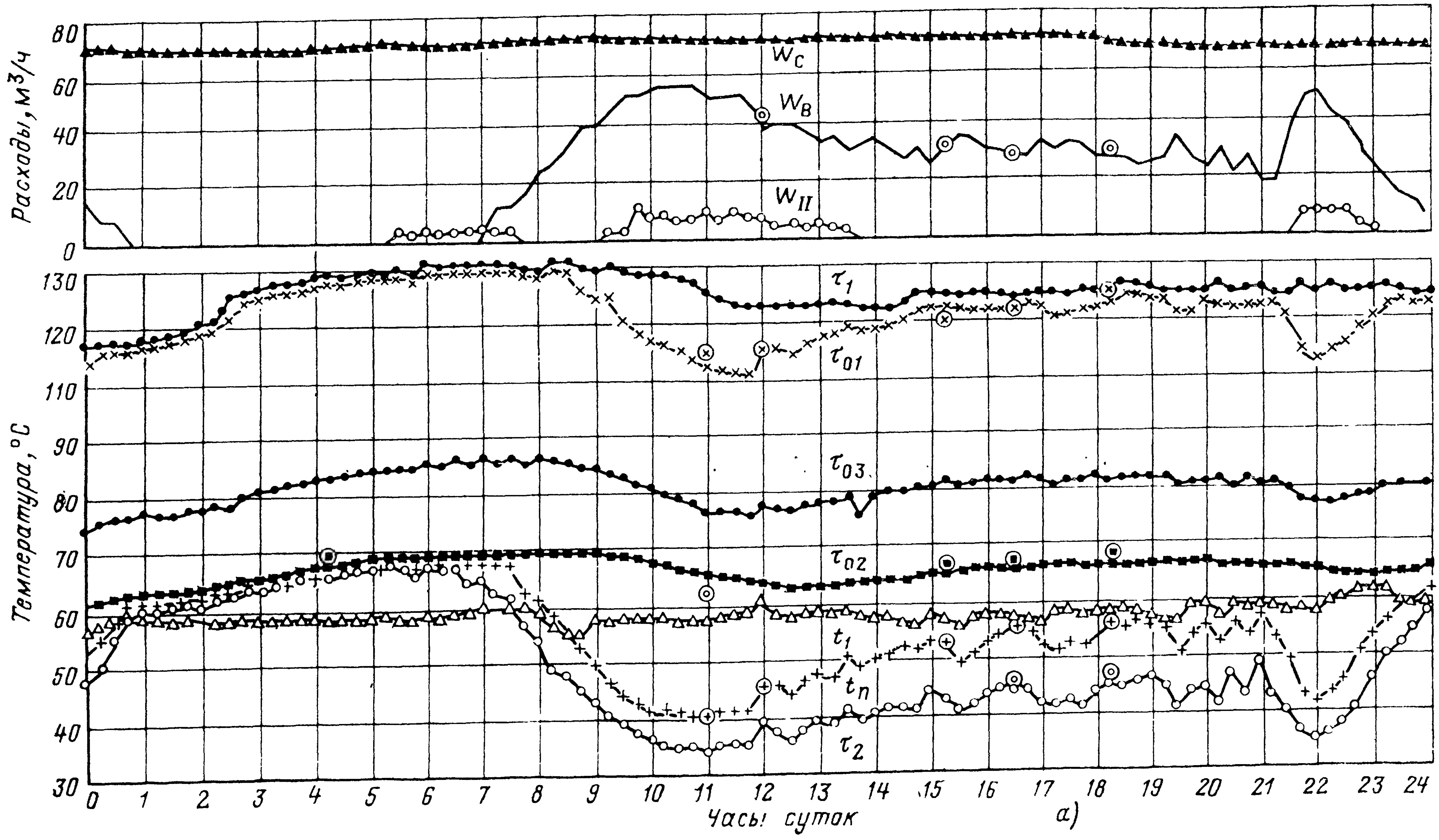
Наряду с экспериментальным было проведено и расчетное исследование работы испытывавшейся ГТП, позволившее решить следующие задачи. При заданных оборудовании ГТП (тип и число секций подогревателей, параметр отопительной системы), расчетных теплопотерях зданий, графике нагрузки горячего водоснабжения, коэффициенте смешения, характеристике регулятора расхода определить: внутреннюю температуру помещений при заданных расходе сетевой воды и температурном графике сети; расход сетевой воды, обеспечивающий заданную внутреннюю температуру помещений при заданном температурном графике; температурный график, обеспечивающий заданную внутреннюю температуру при заданном расходе сетевой воды. Расчеты проводились для условий испытывавшейся ГТП при двух графиках нагрузки горячего водоснабжения, соответствующих субботнему и воскресному дням [$Q_г^{ср}$ = 1,2 Гкал/ч (1,4 МВт)] и средненедельному [$Q_г^{ср}$ = 1,0 Гкал/ч (1,16 МВт)]:

Субботний график:

число часов	6	11	4	3
$Q_г$: МВт	0	1,4	2,35	2,9
Гкал/ч	0	1,2	2,03	2,5

Средненедельный график:

число часов	6	4	7	5	2
$Q_г$: МВт	0	1,16	1,4	1,75	2,3
Гкал/ч	0	1,0	1,21	1,51	1,98



Расходы, м³/ч
80
60
40
20
0
W_C
W_B
W_{II}
Температура, °С
130
120
110
90
80
70
60
50
40
30
τ_1
τ_{01}
τ_{03}
τ_{02}
t_1
$t_п$
τ_2
0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24
Часы суток
а)

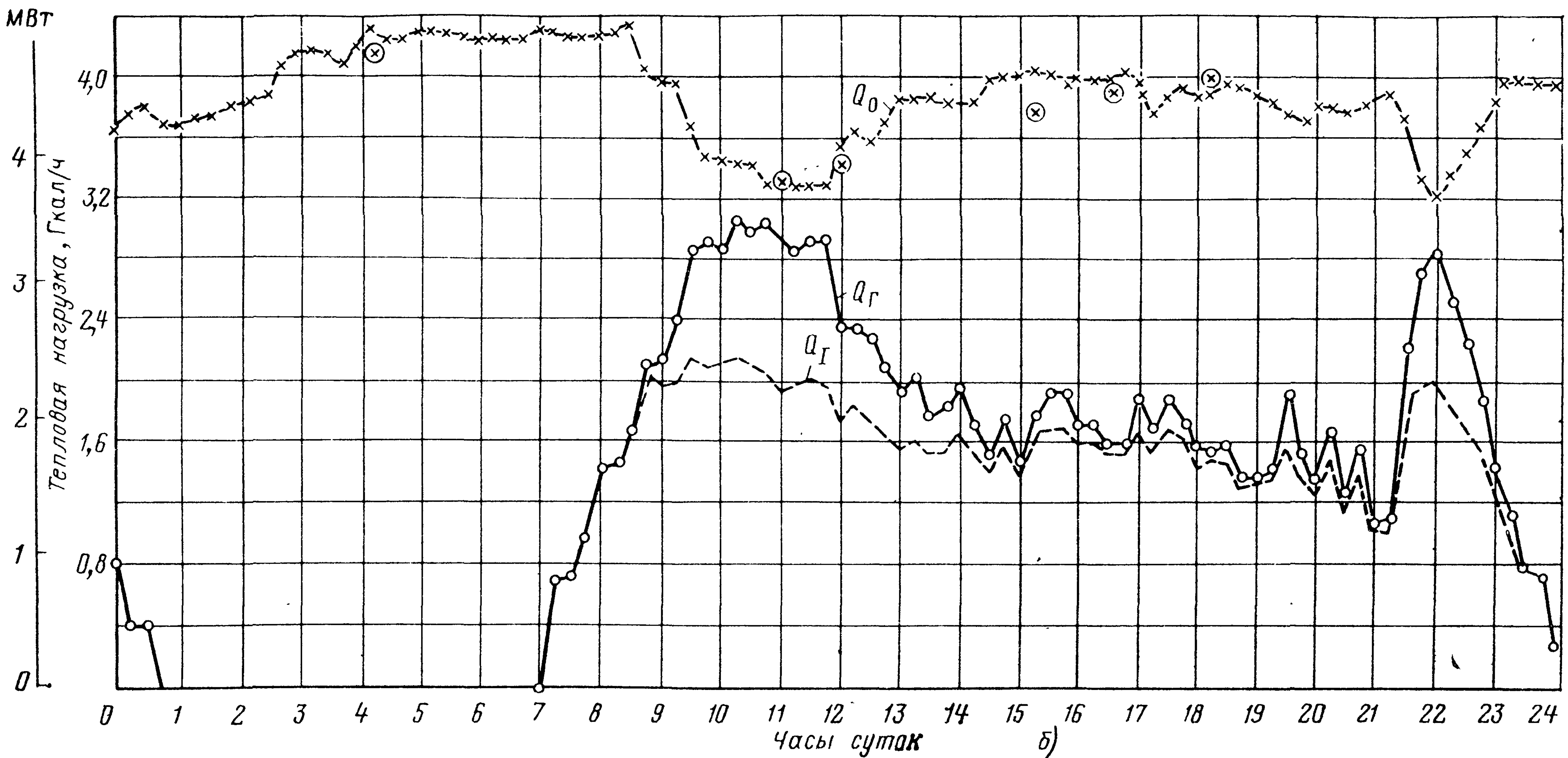


Рис. 10.17. Тепловой режим ГТП при температуре сетевой воды $\tau_1 = 125 \div 130$ °C:

а — расходы и температуры; *б* — тепловые нагрузки; воскресенье: $Q_o^{ср} = 4{,}4$ МВт (3,78 Гкал/ч); $Q_Г^{ср} = 1{,}36$ МВт (1,27 Гкал/ч); $Q_I^{ср} = 1{,}48$ МВт (1,10 Гкал/ч); в кружках указаны результаты расчета соответствующих параметров на ЭВМ

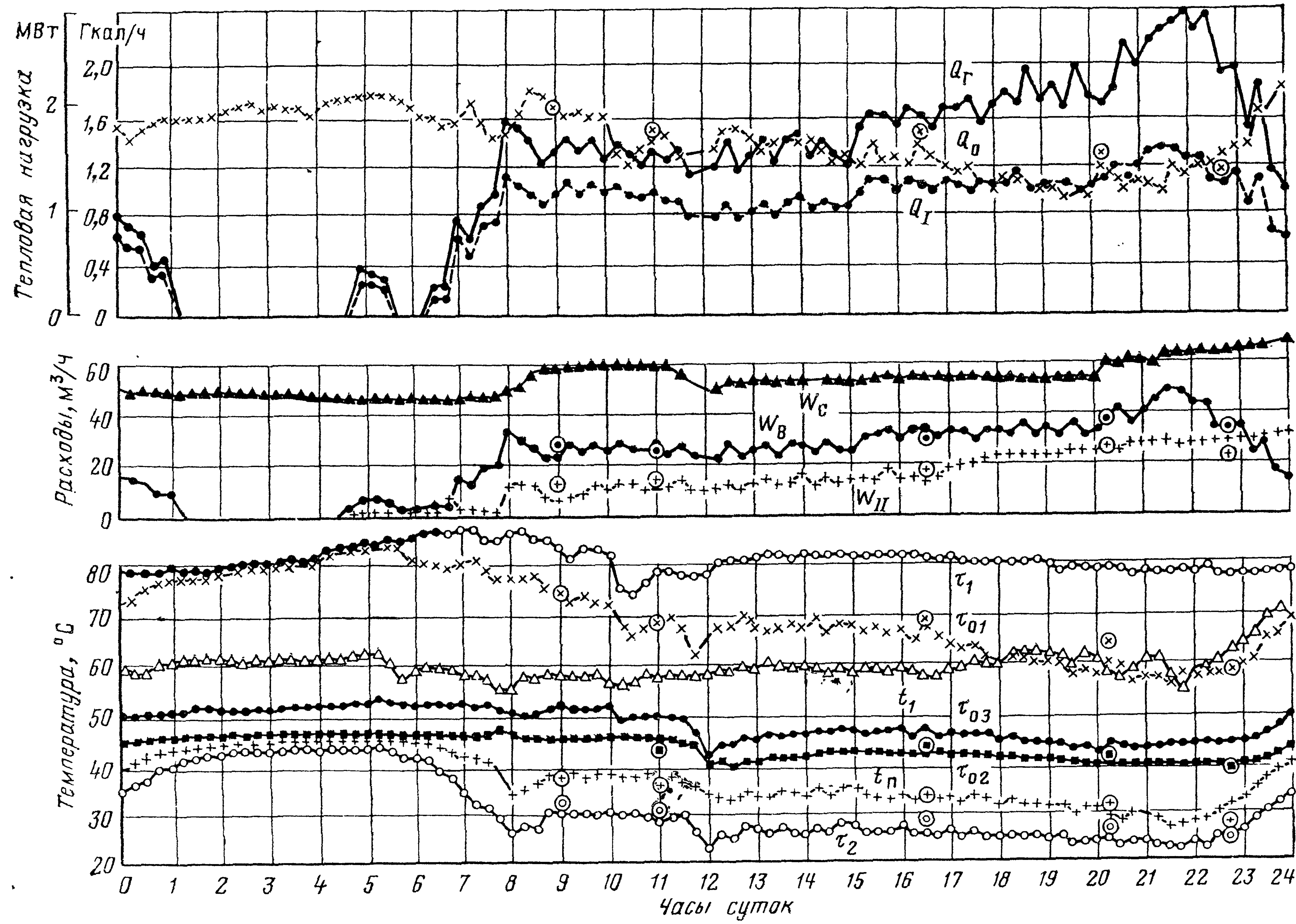


Рис. 10.18. Тепловой режим ГТП при температуре сетевой воды $\tau_1 = 80 \div 85$ °С:

суббота: $Q_о^{ср} = 1{,}58$ МВт (1,36 Гкал/ч); $Q_г^{ср} = 1{,}32$ МВт (1,14 **Гкал/ч**); $Q_I^{ср} = 0{,}835$ МВт (0,72 Гкал/ч); в кружках указаны результаты расчета соответствующих параметров на ЭВМ

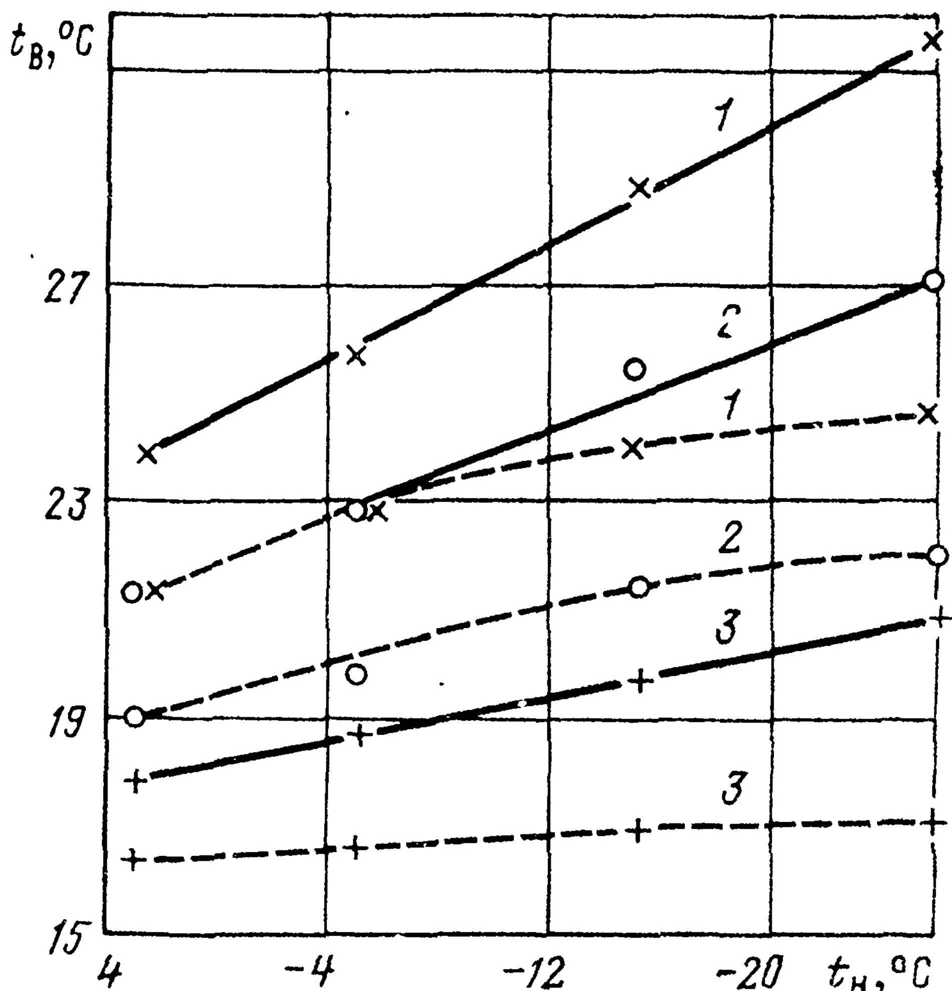


Рис. 10.19

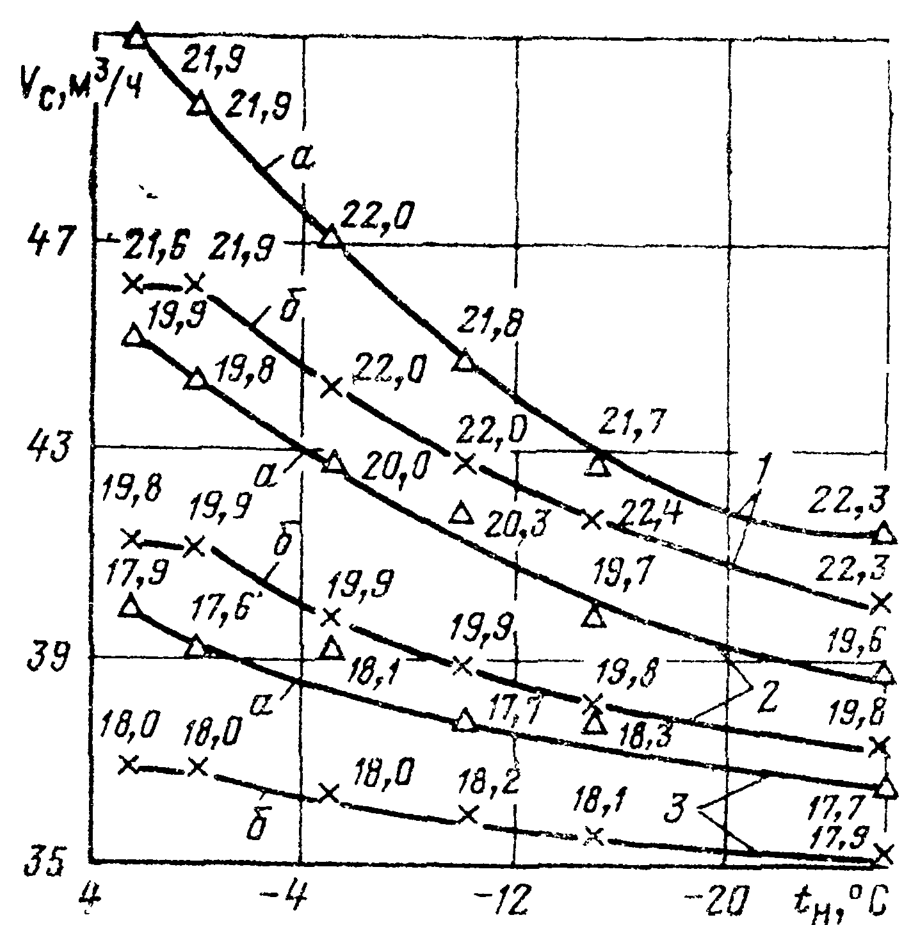


Рис. 10.20

Рис. 10.19. Результаты расчета внутренних температур отапливамых зданий при различных расходах сетевой воды $V_с$ и параметрах отопительной системы Φ_0:

$Q_0'=3{,}68$ МВт (3,17 Гкал/ч); $\dot{Q}_г^{ср}=1{,}4$ МВт (1,2 Гкал/ч); суббота: сплошные линии $\Phi_0=79$ кВт/К [68 Мкал/(ч·°С)]; штриховые — $\Phi_0=57$ кВт/К [49 Мкал/(ч·С)]

№ кривой	1	2	3
Расход сетевой воды $V_с$, м³/ч	57,0	48,5	40,0

Рис. 10.20. Расходы сетевой воды $V_с$, требующиеся для обеспечения заданной внутренней температуры $t_в$:

$Q_0'=3{,}68$ МВт (3,17 Гкал/ч); $а$ — $Q_г^{ср}=1{,}4$ МВт (1,2 Гкал/ч) — суббота; $б$ — $Q_г^{ср}=1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч) — средненедельная нагрузка

№ кривой	1	2	3
$t_в^р$, °С	22	20	18

у расчетных точек указаны значения $t_в$, соответствующие найденному расходу воды

Расчетные теплопотери принимались равными $Q_0'=3{,}7$ МВт (3,17 Гкал/ч).

На рис. 10.19 представлены зависимости внутренней температуры помещения от температуры наружного воздуха при субботней нагрузке горячего водоснабжения и трех значениях расхода сетевой воды: 57; 48,5; 40 м³/ч. Расчеты выполнены для двух значений параметра отопительной системы $\Phi_0=57$ кВт/К [49 тыс. ккал/(ч·°С)] и 79 кВт/К [68 тыс. ккал/(ч·°С)]. Первое значение Φ_0 соответствует расчетной производительности отопительной системы $Q_0'=3{,}68$ МВт (3,17 Гкал/ч); второе значение получено в результате испытаний.

Как видно из рис. 10.19, для рассматриваемой ГТП неизменный расход сетевой воды не обеспечивает постоянство внутренней температуры помещения $t_в$. Величина $t_в$ возрастает по мере снижения наружной температуры. Чем больше расход сетевой воды, тем сильнее растет внутренняя температура. Существенно сказывается на $t_в$ параметр отопительной системы Φ_0. Увеличение Φ_0 от 57 до 79 кВт/К [от 49 до 68 ккал/(ч·°С)] приводит при всех прочих равных условиях к возрастанию внутренней температуры помещения в точке излома температурного графика ($t_н''=+2{,}5$ °С) на 1,5—2,5 °С, а при расчетной наружной температуре ($t_н'=-26$ °С) — на 4—7 °С.

Комфортная внутренняя температура 18—21 °С обеспечивается при расходе сетевой воды 40 м³/ч при условии хорошей внутренней регулировки отопительных систем, обеспечивающей равномерный прогрев всех помещений. Этот расход равен расходу воды на систему отопления с тепловой нагрузкой 3,68 МВт (3,17 Гкал/ч) при обычном отопительном температурном графике.

Как показали результаты расчетов, внутренние температуры при расчете по средненедельному графику горячего водоснабжения выше, чем при расчете по субботнему графику нагрузки горячего водоснабжения, на 1—1,5 °С во всем диапазоне наружных температур и при всех расходах сетевой воды.

На ЭВМ были произведены также расчеты требуемых расходов сетевой воды, обеспечивающих заданную внутреннюю температуру помещения $t_в$ = 18 °С и 20 °С, с точностью до ±0,3 °С при субботней и средненедельной нагрузках горячего водоснабжения. Результаты расчета представлены на рис. 10.20. Как видно из рис. 10.20, неизменная внутренняя температура обеспечивается при переменном в течение отопительного сезона расходе сетевой воды. Изменение расхода сетевой воды должно составлять примерно 10—12 %. Постоянство внутренней температуры может быть обеспечено соответствующим температурным графиком. Был произведен расчет температурного графика сети, при котором внутренняя температура отапливаемых помещений для рассматриваемой ГТП поддерживается равной 20 °С. Расчет производился при средненедельном графике нагрузки горячего водоснабжения $Q_г^{ср}$ = 1,16 МВт (1 Гкал/ч) при расходе сетевой воды 41 м³/ч, а также при субботнем графике нагрузки $Q_г^{ср}$ = 1,4 МВт (1,2 Гкал/ч) при расходе воды 45 м³/ч. Эти расходы, как видно из рис. 10.20, обеспечивают в точке излома существующего графика (при $t''_н$ = +2,5 °С, τ''_1 = 83 °С) $t_в$ = = 20 °С. Результаты расчетов требуемых температур сетевой воды в подающей линии τ_1, а также получаемых среднесуточных температур в обратной линии представлены на рис. 10.21. Там же штриховыми линиями показан принятый в районе температурный график сети.

Приведенные выше результаты расчетов тепловых режимов ГТП получены при условии, что теплопотери отапливаемых зданий равны расчетным: $Q'_о$ = 3,17 Гкал/ч (3,68 МВт). Экспериментального определения теплопотерь зданий не производилось. Если теплопотери зданий превышают расчетные, требуемый расход сетевой воды увеличивается. На рис. 10.22 показаны в качестве примера расходы воды на ГТП, обеспечивающие заданную внутреннюю температуру помещений $t_в$ = 20 °С при различных расчетных тепловых потерях зданий: $Q'_о$ = 3,68 МВт (3,17 Гкал/ч) (проектное значение), а также $Q'_о$ = 4,17 и 4,65 МВт (3,6 и 4,0 Гкал/ч). Во всех случаях расход сетевой воды снижается по мере снижения наружной температуры.

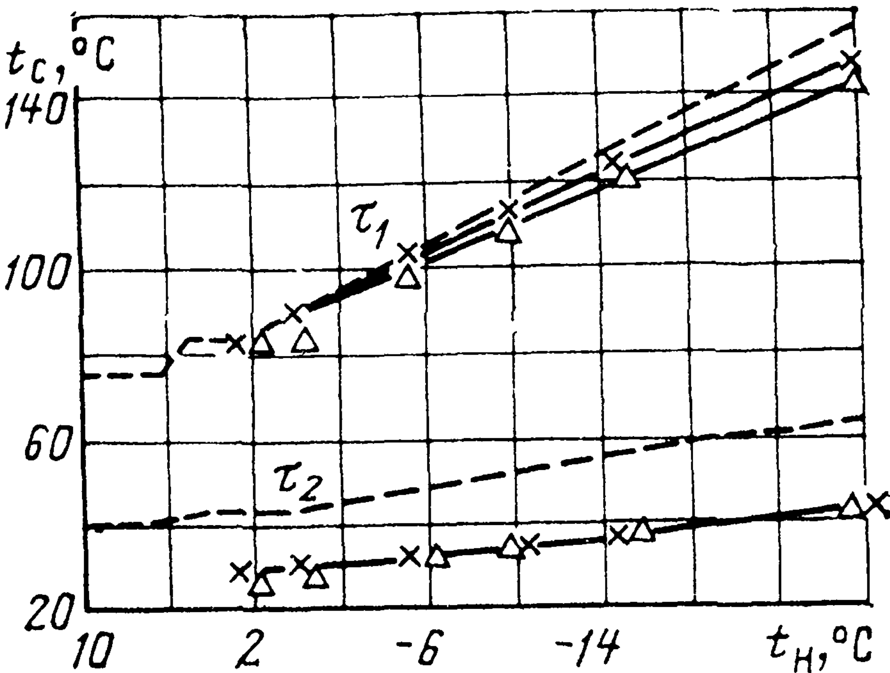


Рис. 10.21

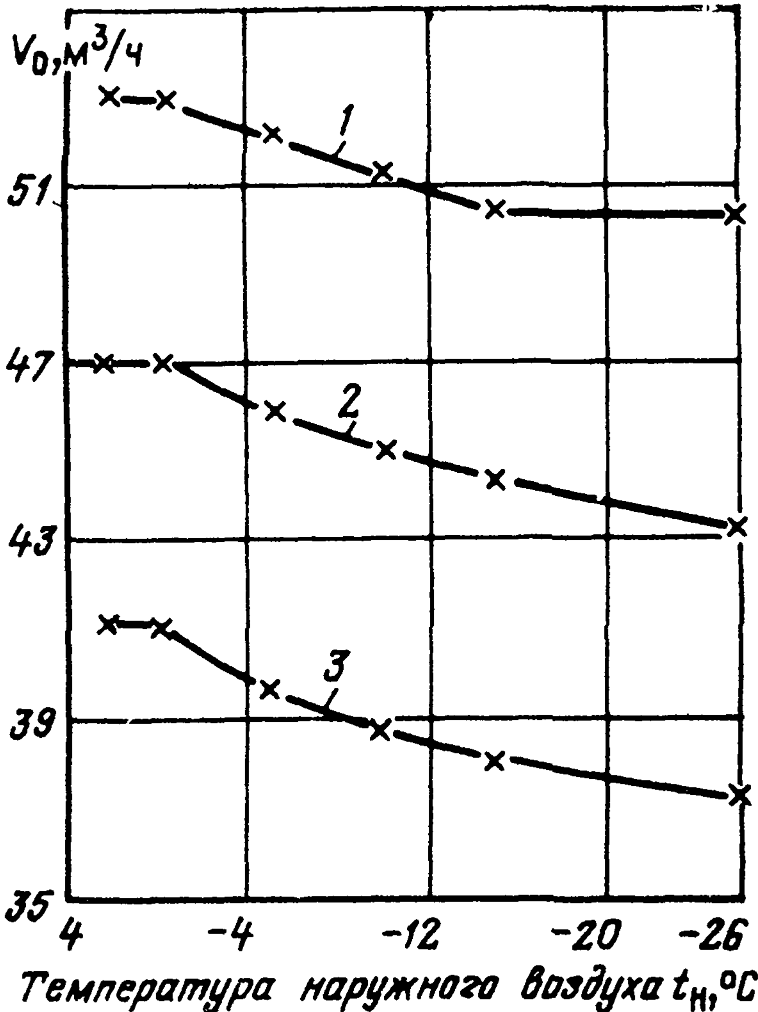


Рис. 10.22

Рис. 10.21. Температурные графики, обеспечивающие заданную внутреннюю температуру $t_в$=20 °С:

расчетные теплопотери зданий $Q'_о$ =3,68 МВт (3,17 Гкал/ч); параметр систем отопления $Ф_о$= =79 кВт/К [68 Мкал/(ч·°С)]; штриховые линии — температурный график района; × — график при средненедельной нагрузке $Q_г^{ср}$ =1,16 МВт (1 Гкал/ч), $V_с$=41 м³/ч; △ — график при субботней нагрузке $Q_г^{ср}$ =1,4 МВт (1,2 Гкал/ч), $V_с$=45 м³/ч

Рис. 10.22. Расходы сетевой воды на ГТП, требующиеся для обеспечения заданной внутренней температуры $t_в$=20 °С при различных расчетных теплопотерях зданий $Q'_о$:

параметр отопительной системы $Ф_о$=79 кВт/К [68 Мкал/(ч·°С)]; $Q_г^{ср}$=1,16 МВт (1 Гкал/ч) — средненедельная нагрузка

№ кривой	1	2	3
$Q'_о$:			
МВт	4,65	4,18	3,7
Гкал/ч	4	3,6	3,17

Таким образом, результаты проведенных испытаний позволили получить полную картину эксплуатационных режимов индивидуальных и групповых тепловых подстанций во всем диапазоне температур сетевой воды, нагрузок горячего водоснабжения и т. д. Результаты термографирования помещений показали, что суточные колебания расхода теплоты на систему отопления при работе двухступенчатой последовательной схемы не отражаются на внутренней температуре отапливаемых помещений.

Испытания позволили также апробировать методику расчета абонентских вводов, показав хорошее совпадение расчетных режимов с результатами испытаний.

10.8. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ И СОПОСТАВЛЕНИЕ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ ПРИСОЕДИНЕНИЯ НАГРУЗКИ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Схемы присоединения нагрузки горячего водоснабжения к тепловым сетям определяют удельный расчетный расход сетевой воды, по которому рассчитывается диаметр сети. Поэтому выбор той или иной схемы регламентируется СНиП [65].

По этим СНиП согласно действовавшему в течение длительного времени п. 4.14 схема присоединения подогревателей горячего водоснабжения принималась только в зависимости от относительной максимальной нагрузки горячего водоснабжения $\rho^{\text{макс}}$:

при $\rho^{\text{макс}} \leqslant 0{,}6$ — по двухступенчатой последовательной схеме;
при $0{,}6 < \rho^{\text{макс}} \leqslant 1{,}2$ — по двухступенчатой смешанной схеме;
при $\rho^{\text{макс}} > 1{,}2$ — по параллельной схеме.

По этой регламентации для большинства жилых микрорайонов применялась двухступенчатая последовательная схема. После введения с 1977 г. СНиП II-34—76 «Горячее водоснабжение. Нормы проектирования» [64] с новой методикой расчета максимальных нагрузок горячего водоснабжения расчетные значения $\rho^{\text{макс}}$ возросли и для большинства жилых микрорайонов превысили величину 0,6, что предопределило широкое применение смешанной схемы, а следовательно, увеличение удельных расходов сетевой воды и диаметров тепловых сетей.

В последнее время глава СНиП II-36—73 [48] дополнена разделом, касающимся, в частности, схем присоединения подогревателей горячего водоснабжения. С целью сокращения металлоемкости систем теплоснабжения и расхода электроэнергии на перекачку теплоносителя значительно расширена область применения схем, в которых для снижения пика тепловой нагрузки используется теплоаккумулирующая способность зданий. В качестве таких схем наряду с широко распространенной двухступенчатой последовательной схемой предусматривается смешанная схема с ограничением максимального расхода сетевой воды. Обе эти схемы применяются в широком диапазоне $0{,}2 < \rho^{\text{макс}} < 1$, охватывающем практически весь жилищно-коммунальный сектор. Одновременно резко сокращается область применения обычной смешанной схемы. Область применения той или иной схемы ставится в зависимость от применяемого в районе графика центрального регулирования отпуска теплоты, а также от схемы автоматизации тепловых подстанций [48].

Содержащаяся в [48] регламентация представляется недостаточно ясной и обоснованной. ВТИ предложен вариант регламентации схем присоединения, приведенный в табл. 10.10.

Поскольку согласно [48] основными схемами присоединения подогревателей горячего водоснабжения становятся двухступенчатые последовательная и смешанная с ограничением максимального расхода сетевой воды схемы, представляет интерес их сопоставление по расходам сетевой воды при различном сочетании секций подогревателя горячего водоснабжения и различ-

Таблица 10.10. **Выбор схемы присоединения подогревателей горячего водоснабжения**

Здания, присоединенные к тепловой подстанции		Жилые и общественные здания с расчетной нагрузкой вентиляции не более 15% расчетной нагрузки отопления			Общественные здания с расчетной нагрузкой вентиляции более 15% нагрузки отопления и производственные здания
Метод центрального регулирования отпуска теплоты		По совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения	По совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения или по отопительной нагрузке	По отопительной нагрузке	По совмещенной или по отопительной нагрузке
Метод регулирования расхода сетевой воды на подстанции		Поддержание постоянного расхода	Регулирование расхода по отопительной нагрузке	Поддержание постоянного расхода на отопление	Любой
Соотношение тепловых нагрузок: максимальной горячего водоснабжения и расчетной отопления $Q_г^{макс}/Q'_о$	0,2—1,2	Двухступенчатая последовательная схема	Двухступенчатая последовательная схема или смешанная схема с ограничением максимального расхода сетевой воды	Двухступенчатая смешанная схема	
	$<0{,}2$ $>1{,}2$	Параллельная			

ных схемах авторегулирования на тепловой подстанции. Ниже приводятся результаты такого сопоставления [24].

Последовательная схема применяется обычно с РР на перемычке, шунтирующей II ступень подогревателя горячего водоснабжения. В частных случаях эта схема применяется и при отсутствии РР, вместо которого устанавливается дроссельная шайба. Смешанная схема применяется как с РР перед системой отопления, так и без РР. В последнем случае расход воды на систему отопления является переменным, зависящим от расхода воды на II ступень подогревателя горячего водоснабжения, и возникает достаточно сложная задача обеспечения пропорциональной разрегулировки у абонентов, расположенных вдоль сети, и расчета соответствующего температурного графика. Расчетный расход сетевой воды в смешанной схеме с РР перед системой отопления значительно превышает расчетный расход в последовательной схеме, что требует соответствующего увеличения диаметра тепловой сети. Для снижения расчетного расхода сетевой воды и при смешанной схеме предлагается перед тепловой подстанцией (ГТП) установить ограничитель максимального расхода сетевой воды, а также регулятор отпуска теплоты на отопление, поддерживающий в квартальной сети с помощью насоса смешения определенный, заранее рассчитанный температурный график. Сопоставление проведено как при применяемых в настоящее время регуляторах постоянства расхода, так и при регуляторах отпуска теплоты на отопление, обеспечивающих поддержание на тепловой подстанции переменного расхода воды, тре-

буемого при данной наружной температуре для покрытия нагрузки отопления и горячего водоснабжения.

При регуляторах РР сопоставление проведено для схем (рис. 10.23, *а*): смешанной с постоянным расходом сетевой воды на отопление (РР в точке *б*, открыта задвижка *г*) и с постоянным расходом сетевой воды на ввод (РР в точке *а*, открыта задвижка *г*), а также последовательной схемы с РР на перемычке II ступени подогревателя (РР в точке *б*, открыта задвижка *в*, насос смешения отсутствует). Две последние схемы сопоставлены также при применении вместо РР регуляторов расхода теплоты на отопление (рис. 10.23, *б*).

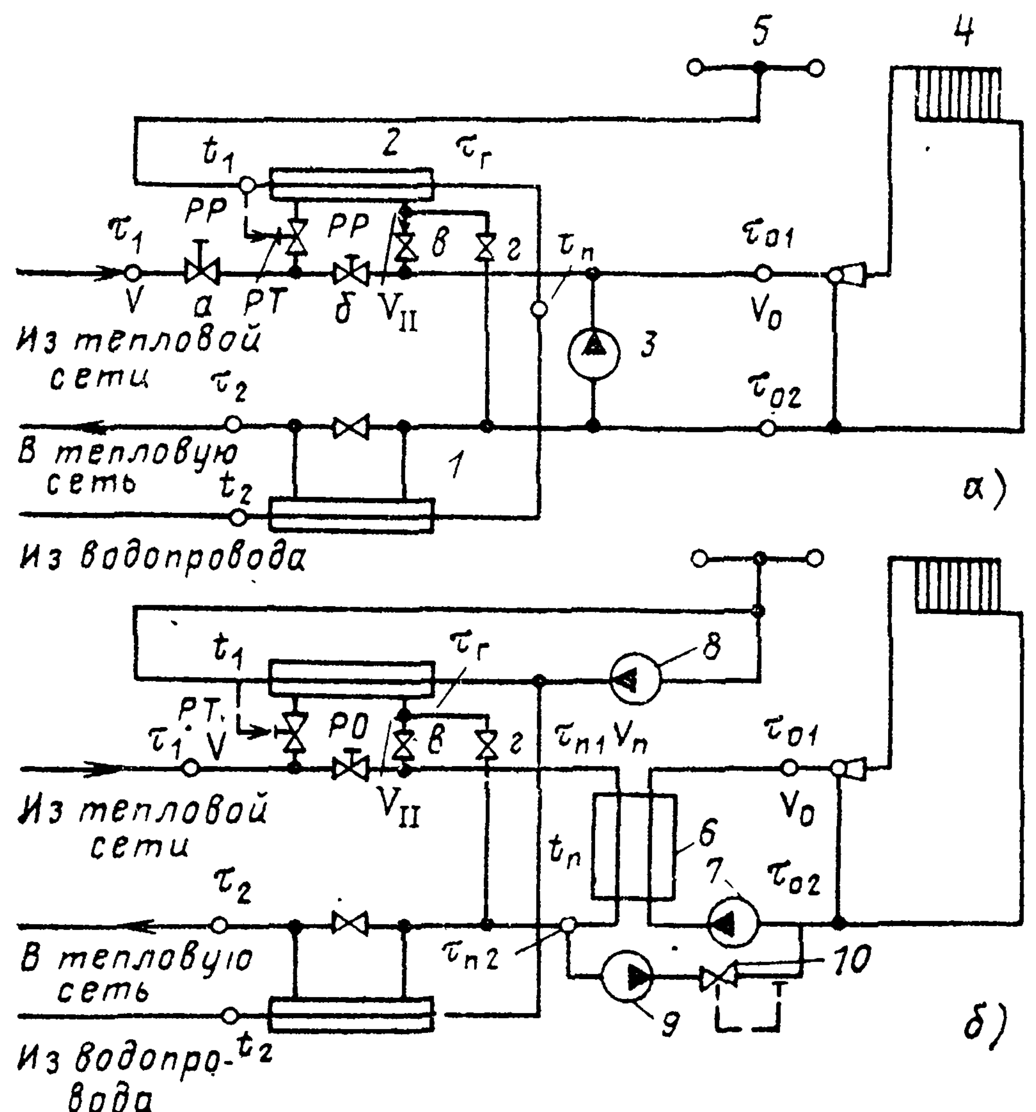


Рис. 10.23. Схемы групповых тепловых подстанций:

а — с регуляторами РР: последовательная схема (РР в точке *б*, открыта задвижка *в*); смешанная схема с РР перед системой отопления (РР в точке *б*, открыта задвижка *г*); смешанная схема с РР перед вводом (РР в точке *а*, открыта задвижка *г*); схема присоединения системы отопления зависимая; *б* — с регулятором РО: последовательная схема (РО в точке *б*, открыта задвижка *в*); смешанная схема с РО перед системой отопления (РО в точке *б*, открыта задвижка *г*); схема присоединения системы отопления независимая; *1*; *2* — I и II ступени подогревателя горячего водоснабжения; *3* — подмешивающий насос; *4* — система отопления; *5* — система горячего водоснабжения; *6* — подогреватель отопления; *7*, *8* — циркуляционные насосы внутриквартальной сети и системы горячего водоснабжения; *9* — подпиточный насос квартальной сети отопления; *10* — регулятор давления «после себя»

При зависимом присоединении системы отопления установка смесительных насосов, обеспечивающих постоянный расход воды в системе отопления, необходима для смешанной схемы (рис. 10.23, *а*) при установке РР в точке *а* и для всех схем, представленных на рис. 10.23, *а* при установке РО.

При независимом присоединении систем отопления насос смешения не требуется, однако при этом в смешанной схеме перед отопительным подогревателем должно быть установлено гидравлическое сопротивление, необходимое для пропуска через II ступень подогревателя горячего водоснабжения при полностью открытом РТ требуемого максимального расхода сетевой воды.

10.8.1. СОПОСТАВЛЕНИЕ СХЕМ ПРИ УСТАНОВКЕ РЕГУЛЯТОРОВ РАСХОДА

Расчеты тепловых подстанций проводились для конкретной ГТП с тепловыми нагрузками, характерными для района новой жилой застройки: расчетная нагрузка отопления $Q'_о = 6{,}38$ МВт (5,48 Гкал/ч) при $t'_н = -26$ °С; средняя нагрузка горячего водоснабжения $Q_г^{ср} = 1{,}66$ МВт (1,43 Гкал/ч), $\rho_{ср} = Q_г^{ср}/Q'_о = 0{,}26$; суточный график нагрузки горячего водоснабжения: 6 ч — $Q_г = 0$; 10 ч — $Q_г = Q_г^{ср}$; 4 ч — $Q_г = 1{,}3Q_г^{ср}$; 4 ч — $Q_г = 2{,}2Q_г^{ср}$.

Температура водопроводной воды: до подогревателя $t_2 = 5$ °С; после подогревателя $t_1 = 65$ °С; расчетная температура отапливаемых помещений $t'_в = 18$ °С. Рассматривались три температурных графика подающей линии: при расчетной наружной температуре $t'_н = -26$ °С $\tau'_1 = 150$ °С, при температуре «излома» графика $t''_н = +2{,}5$ °С: 1) $\tau''_1 = 76$ °С; 2) $\tau''_1 = 80$ °С; 3) $\tau''_1 =$

$= 76$ °С при $t''_н = +4$ °С (продолжение графика *б* до пересечения с $\tau''_1 =$ $= 76$ °С).

При проведении расчетов расход сетевой воды на II ступень подогревателя в последовательной схеме не ограничивался; в смешанной схеме с РР перед вводом расход воды через насос смешения считался равным расходу воды на II ступень подогревателя, т. е. расход смешанной воды на систему отопления оставался неизменным, а температура ее изменялась в результате подмешивания воды после системы отопления. Таким образом, условия работы системы отопления в смешанной схеме с РР перед вводом идентичны условиям при последовательной схеме, т. е. в обеих схемах расход воды на II ступень подогревателя влияет на температуру воды перед системой отопления. Диаметр подогревателя 300 мм. Загрязнение подогревателя учитывалось коэффициентом $\beta = k/k_р$, где $k_р$ — расчетный коэффициент теплопередачи; β в основных расчетах принималось равным 0,8.

Расчеты проводились на ЭВМ следующим образом. При установке на тепловой подстанции РР определялся расход сетевой воды, обеспечивающий $t'_в = 18$ °С при двух наружных температурах: расчетной $t'_н$ и температуре «излома» графика $t''_н$; принимался больший расход и при этом расходе рассчитывались режимы работы ввода при восьми наружных температурах в диапазоне —26 °С $\div$ +10 °С и при всех указанных выше нагрузках горячего водоснабжения.

Расчеты производились при различном суммарном числе секций подогревателя $z = z_I + z_{II}$ — от 12 до 6. При каждом значении суммарного числа секций z расчеты проводились при перераспределении числа секций между I и II ступенями z_I и z_{II} в интервале от $z_I \approx 0{,}5z_{II}$ до $z_I \approx 2z_{II}$.

На рис. 10.24 для одного из температурных графиков ($\tau''_1 = 76$ °С при $t''_н = +4$ °С) представлены расходы сетевой воды на ввод и на II ступень подогревателя в точке излома графика для всех трех рассматриваемых схем. Аналогичные результаты имеют место и при других температурных графиках. На рис. 10.24 приведены относительные расходы воды, отнесенные к отопительному расходу (равному $Q'_о \cdot 12{,}5 = 5{,}48 \cdot 12{,}5 = 68{,}5$ м³/ч).

Результаты исследования влияния числа секций подогревателя и их распределение между ступенями показали, что сокращение суммарного числа секций до определенного значения (для рассматривавшихся условий примерно до восьми) мало сказывается на суммарном расходе сетевой воды. Оптимальным в большинстве случаев является одинаковое или близкое к нему число секций обеих ступеней. Для последовательной схемы целесообразно иметь число секций II ступени несколько больше, чем I ступени, с тем чтобы при максимальной нагрузке горячего водоснабжения расход сетевой воды на II ступень не превысил расчетного значения расхода на ГТП.

Сопоставление схем по расчетным расходам сетевой воды при различных температурных графиках показало, что в смешанной схеме с РР перед системой отопления расход сетевой воды в точке излома графика превышает отопительный расход на 25—30 % при средней и на 50—60 % при максимальной нагрузках горячего водоснабжения.

При последовательной и смешанной с РР перед вводом схемах этот расход в зависимости от температурного графика превышает отопительный на 8—15 % или равен ему. При одинаковом числе секций подогревателя и оптимальном для каждой схемы их распределении между ступенями расход воды при последовательной схеме на 2—4 % меньше, чем при смешанной с РР перед вводом при всех рассмотренных температурных графиках.

Близкие значения расходов сетевой воды обусловлены тем, что в обеих схемах используется аккумулирующая способность зданий, позволяющая уменьшить расход теплоты на отопление в период больших нагрузок горячего водоснабжения (рис. 10.25).

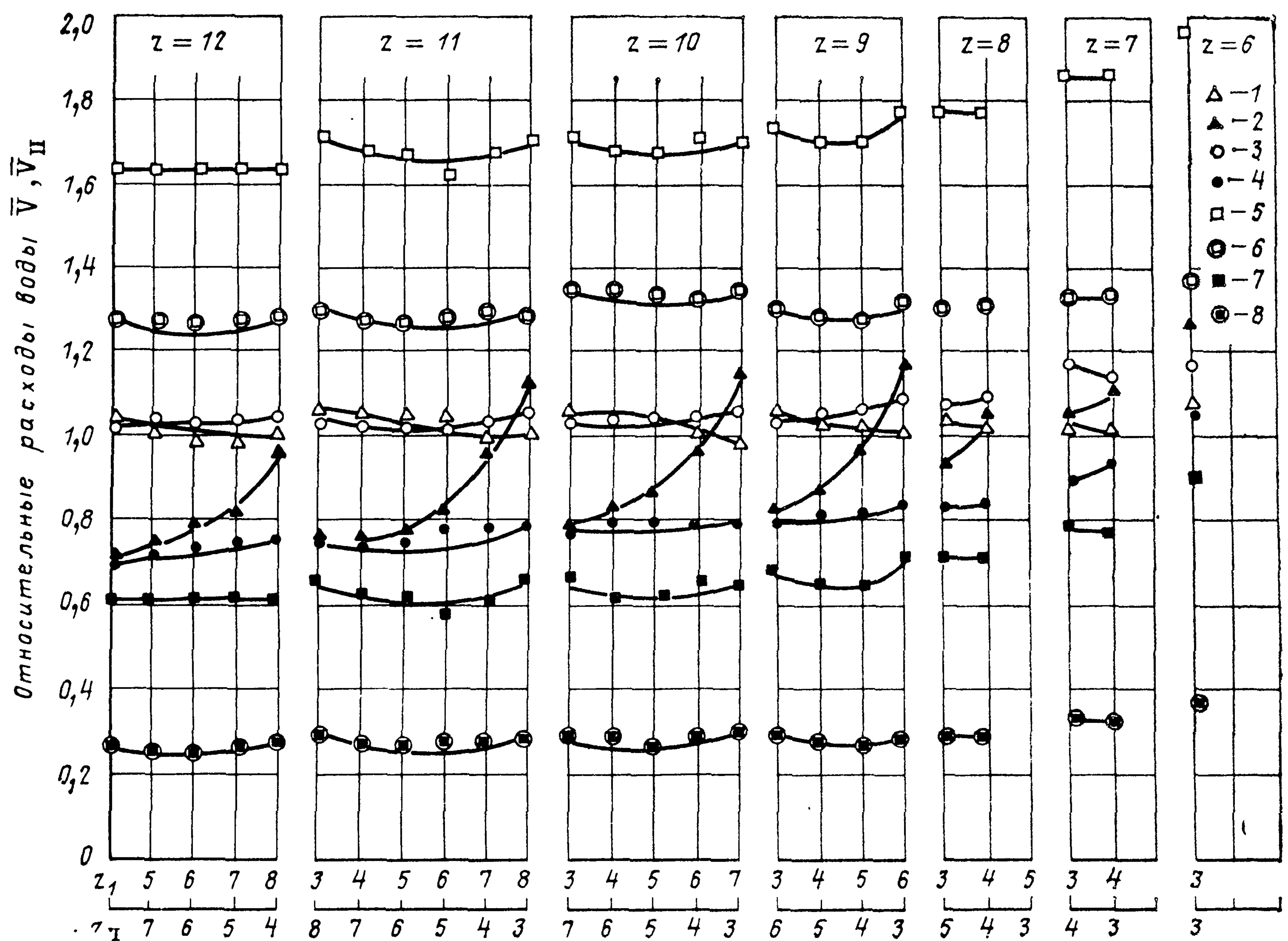


Рис. 10.24. Зависимость расходов сетевой воды на тепловые подстанции с различными схемами присоединения подогревателей горячего водоснабжения от суммарного числа секций подогревателя и их распределения между I и II ступенями (z_I; z_{II}):

температурный график $\tau_1'' = 76$ °С при $t_н = +4$ °С

Схемы включения подогревателей	Относительные расходы воды			
	на ввод $\overline{V}$		на II ступень $\overline{V}_{II}$	
	при $Q_г^м$	при $Q_г^{ср}$	при $Q_г^м$	при $Q_г^{ср}$
Последовательная	△	△	▲	
Смешанная с РР перед вводом	○	○	●	
Смешанная с РР перед системой отопления	□	◎	■	⊛

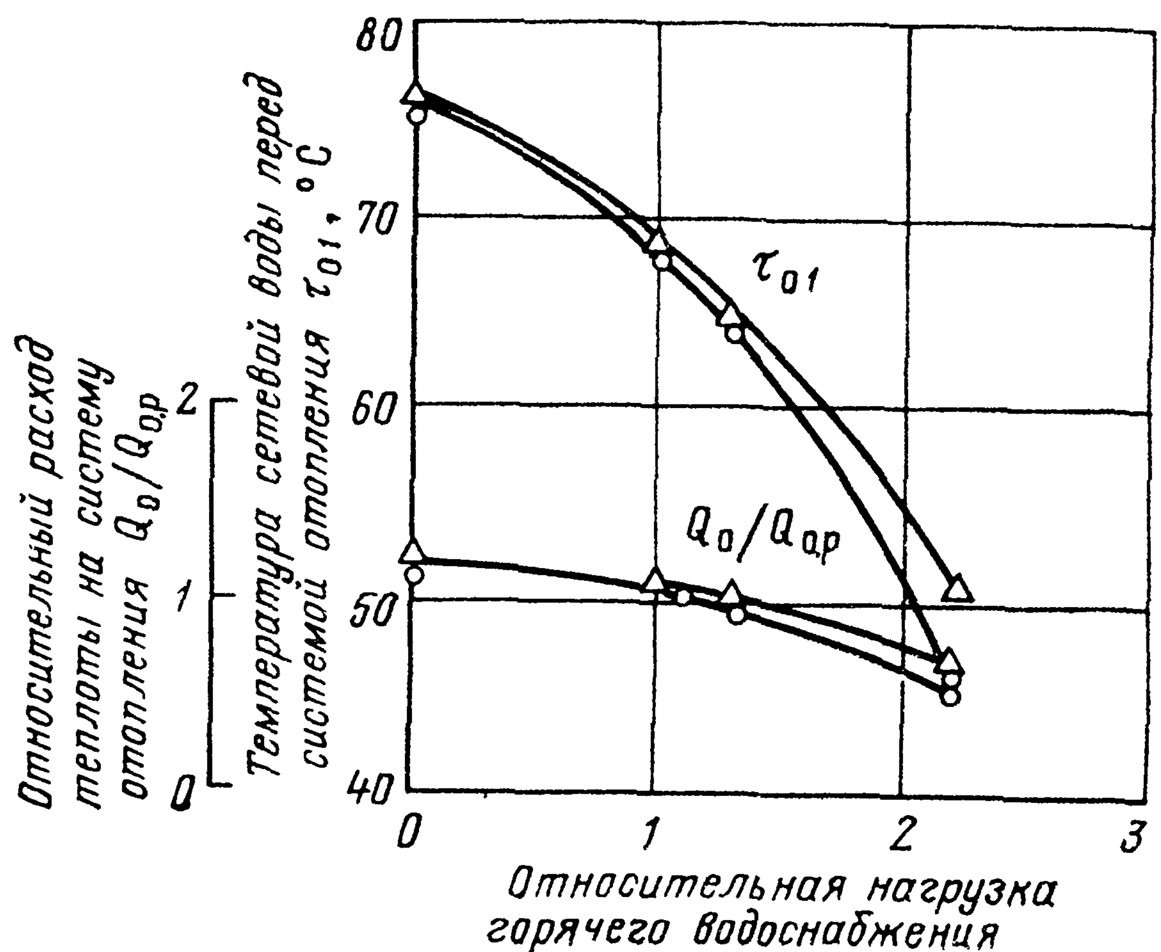


Рис. 10.25. Влияние нагрузки горячего водоснабжения на режим работы системы отопления. Температурный график $\tau_1'' = 76$ °С при $t_н'' = +2{,}5$ °С; $z_I = z_{II} = 5$; остальные обозначения те же, что и на рис. 10.24

Для оценки влияния коэффициента загрязнения подогревателей β были сопоставлены требуемые расходы сетевой воды и режимы работы при этих расходах тепловых подстанций с последовательной и смешанной с РР перед вводом схемами при значениях $\beta = 0{,}8$; 0,6; 0,4 и температурном графике $\tau_1'' = 76$ °С при $t_н' = +2{,}5$ °С; суммарное число секций 10. Рассматривались три варианта их распределения между I и II ступенями: 4—6; 5—5; 6—4.

Представленные на рис. 10.26 расходы сетевой воды при рассмотренных вариантах показывают, что для последовательной схемы расчетный расход воды $\overline{V}$ практически не возрастает со снижением β. Значительно возрастает

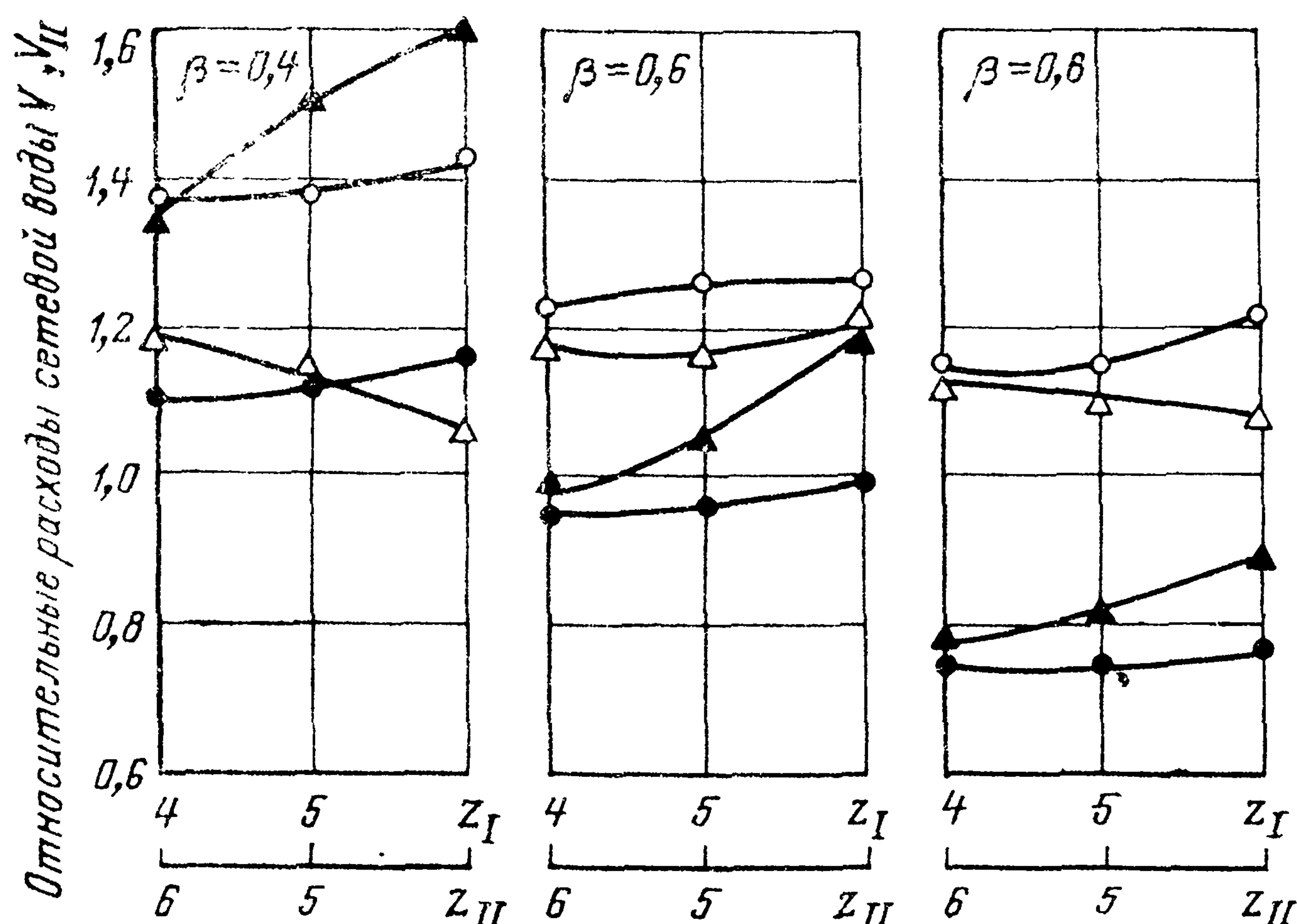


Рис. 10.26. Влияние коэффициента загрязнения подогревателей β на требуемый расход сетевой воды на тепловую подстанцию; остальные обозначения те же, что и на рис. 10.24

лишь расход на II ступень $\overline{V}_{II}$ при $Q_г^м$. $\overline{V}_{II}$ возрастает тем больше, чем меньше секций установлено на II ступени. При $\beta = 0{,}6$ $\overline{V}_{II}$ приближается к $\overline{V}$, а при $\beta = 0{,}4$ превосходит $\overline{V}$ при всех сочетаниях z_I и z_{II}.

Для смешанной схемы с РР перед вводом снижение β приводит к увеличению суммарного расхода на ввод $\overline{V}$ и в меньшей степени отражается на $\overline{V}_{II}$. Как видно из рис. 10.26, $\overline{V}$ при смешанной схеме во всех случаях превышает $\overline{V}_{II}$ при последовательной схеме. Исключение составляют только варианты с недостаточным числом секций II ступени (5 и 4) для последовательной схемы при $\beta = 0{,}4$. Таким образом, снижение β для последовательной схемы приводит к возрастанию лишь расхода на II ступень при $Q_г^м$ и τ_1'', а для смешанной схемы требует увеличения расхода воды, устанавливаемого на ввод и сохраняемого неизменным в течение всего отопительного сезона, что приводит к значительному перерасходу теплоты.

10.8.2. СОПОСТАВЛЕНИЕ СХЕМ ПРИ РЕГУЛЯТОРАХ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ

В последнее время экспериментально проверен ряд схем автоматического регулирования отпуска теплоты на отопление в ГТП. Используя различную аппаратуру и импульсы, эти схемы поддерживают заданную внутреннюю температуру отапливаемых помещений путем изменения расхода сетевой воды на ГТП (см. гл. 14). Очевидно, что при заданных температурном графике сети, тепловых нагрузках абонента, схеме присоединения, установленном оборудовании температура в помещениях однозначно определяется расходом сетевой воды.

Для сопоставления последовательной и смешанной с ограничением расхода схем в условиях автоматического регулирования отпуска теплоты на

отопление были определены требуемые расходы сетевой воды, обеспечивающие при всех температурах наружного воздуха расчетную внутреннюю температуру $t'_в = 18$ °С и нагрев водопроводной воды до $t_1 = 60$ °С при всех нагрузках горячего водоснабжения. Расчеты проводились для последовательной и смешанной схем присоединения подогревателей горячего водоснабжения независимого присоединения систем отопления при трех температурных графиках со срезкой $\tau''_1 = 70$; 76; 82 °С при $t''_н = +2{,}5$ °С. Во всех случаях расчетная нагрузка отопления составляла $Q'_o = 4{,}65$ МВт (4 Гкал/ч), а средняя относительная нагрузка горячего водоснабжения $\rho_{ср} = Q_г^{ср}/Q'_o = 0{,}2$; 0,3; 0,4. Суточный график нагрузки горячего водоснаб-

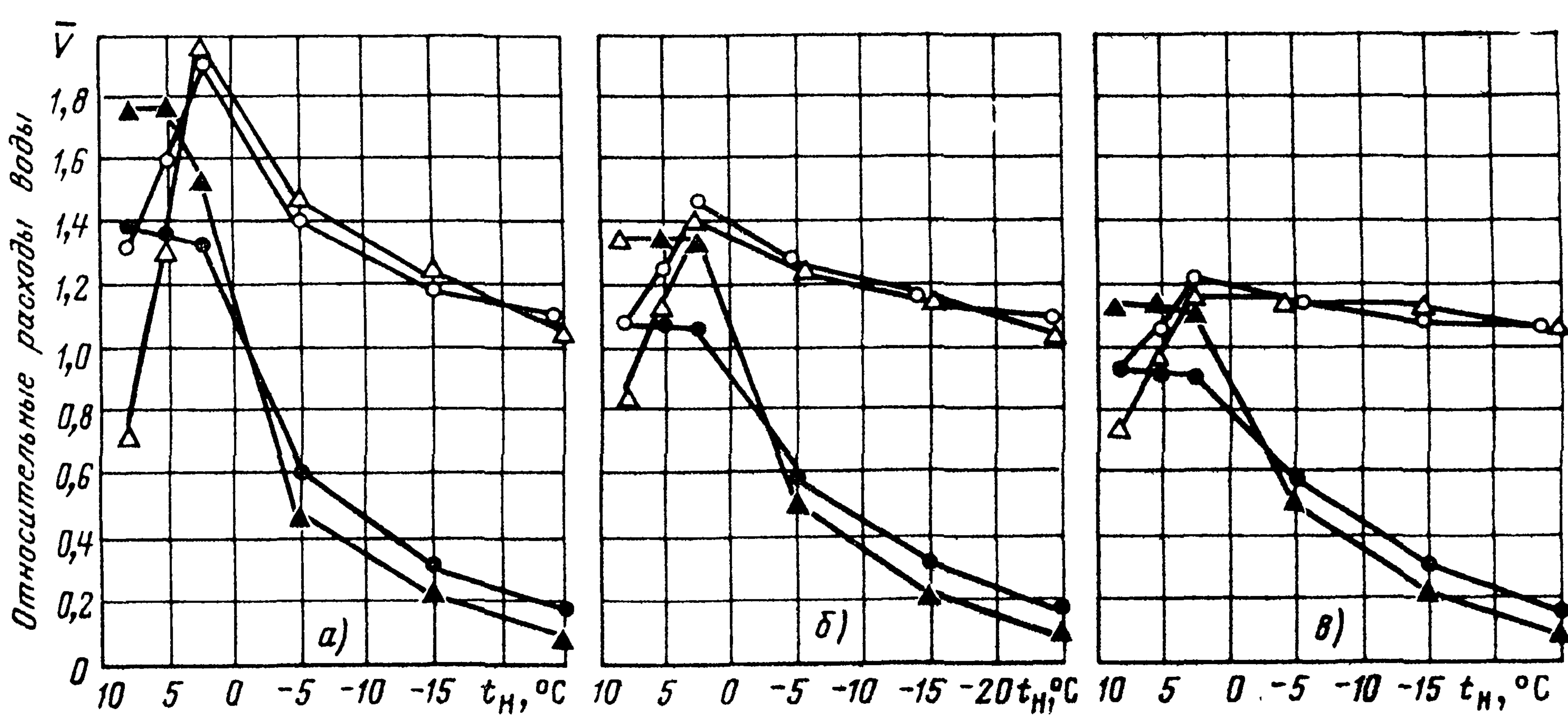


Рис. 10.27. Расходы сетевой воды на ГТП, поддерживаемые РО, для обеспечения постоянной внутренней температуры помещений в течение отопительного сезона:

а, б, в — температуры излома графика τ''_1 соответственно 70, 76, 82 °С; остальные обозначения те же, что и на рис. 10.24

жения принимался обычным с $Q_г^м = 2{,}2\,Q_г^{ср}$, и учитывалась постоянная в течение суток рециркуляция воды в системе горячего водоснабжения. Теплопотери в системе рециркуляции принимались $Q_п = 0{,}1 Q_г^м$, допустимое охлаждение воды в системе рециркуляции $\Delta t_р = 10$ °С. Суммарное число секций подогревателя горячего водоснабжения диаметром 250—300 мм составляло для $\rho_{ср} = 0{,}2$; 0,3; 0,4 соответственно 7; 8; 9 секций при оптимальном для каждой схемы их распределении между ступенями. Отопительный подогреватель имел 11 секций диаметром 300 мм. Схема рассчитанных ГТП с РО представлена на рис. 10.23, *б*.

На рис. 10.27 для теплового пункта с $\rho_{ср} = 0{,}3$ представлены расходы сетевой воды на ГТП, которые должны устанавливаться и поддерживаться авторегулятором для обеспечения заданной температуры отапливаемых помещений и температуры воды на горячее водоснабжение. Максимальный расход имеет место при температуре излома графика ($t''_н = 2{,}5$ °С). При более высоких $t_н$ расход должен уменьшаться, так как избыточной становится температура сетевой воды; при более низких $t_н$ избыточным становится расход сетевой воды. Чем ниже τ''_1, тем больше относительный расход сетевой воды при $t''_н$, тем больше его изменение в течение отопительного сезона. На рис. 10.27 показаны также расходы воды на II ступень подогревателя при максимальной нагрузке горячего водоснабжения.

Из сопоставления последовательной и смешанной схем в условиях автоматического регулирования отпуска теплоты на отопление видно, что расходы

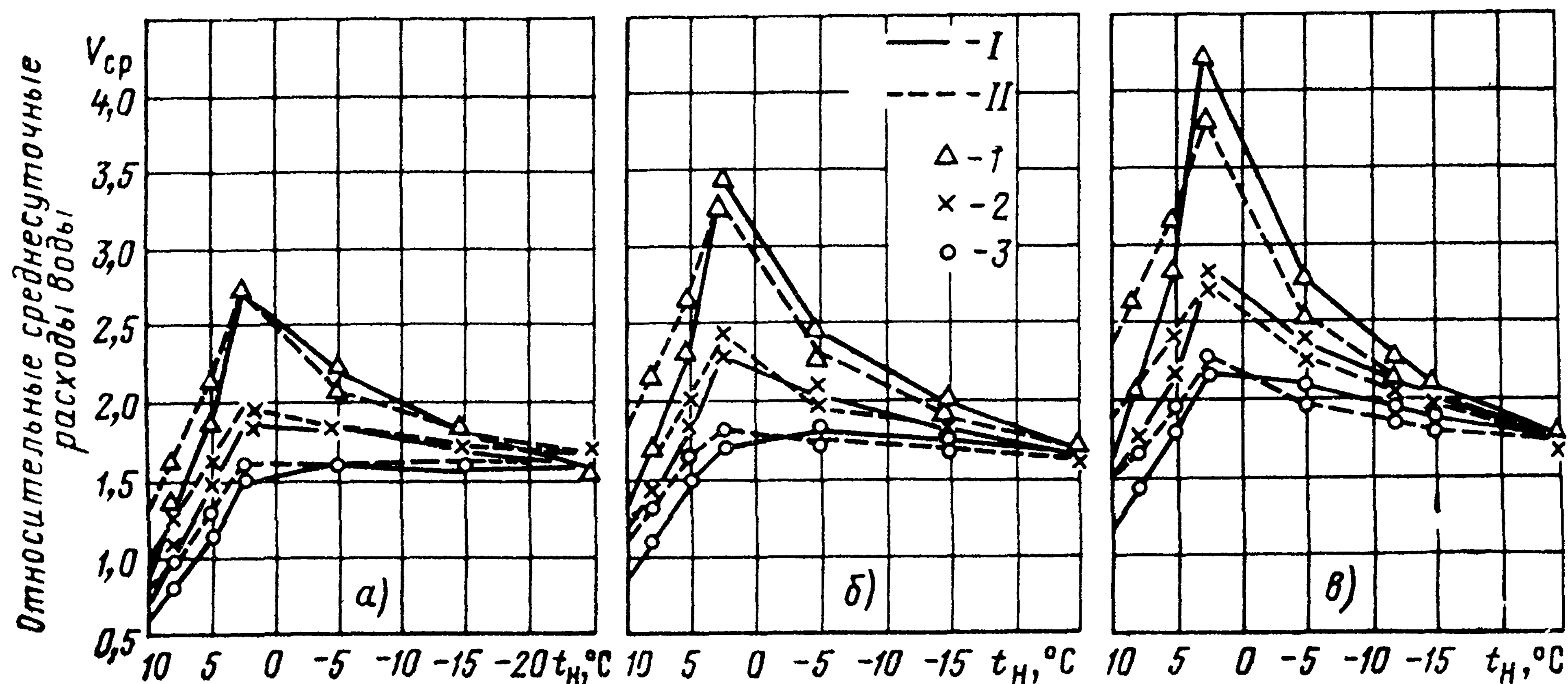


Рис. 10.28. Среднесуточные расходы сетевой воды на ГТП для последовательной (сплошные линии) и смешанной (пунктирные линии) схем при установке РО:

а, б, в — значения ρ равны соответственно 0,2; 0,3; 0,4.

Условные обозначения	△	×	о
Температура воды в точке излома графика τ_1'', °C	70	76	82

сетевой воды при последовательной схеме в расчетной точке в большинстве рассмотренных случаев на 2—5 % меньше, чем при смешанной схеме. Лишь при $\tau_1'' = 70$ °C расход при смешанной схеме несколько ниже, чем при последовательной. В диапазоне излома ($t_н = 2{,}5 \div 8$ °C), как видно из рис. 10.27, расход сетевой воды, который должен поддерживаться регулятором отопления при последовательной схеме, значительно ниже, чем при смешанной. При максимальных нагрузках горячего водоснабжения расход воды на II ступень подогревателя V_{II} при последовательной схеме превышает расход воды при смешанной схеме, однако он не превышает расчетного расхода сетевой воды на ввод при $t_н''$. Среднесуточный расход сетевой воды, а следовательно, и температура сетевой воды в обратной линии на этом диапазоне при последовательной схеме во всех рассмотренных случаях ниже, чем при смешанной схеме (рис. 10.28).

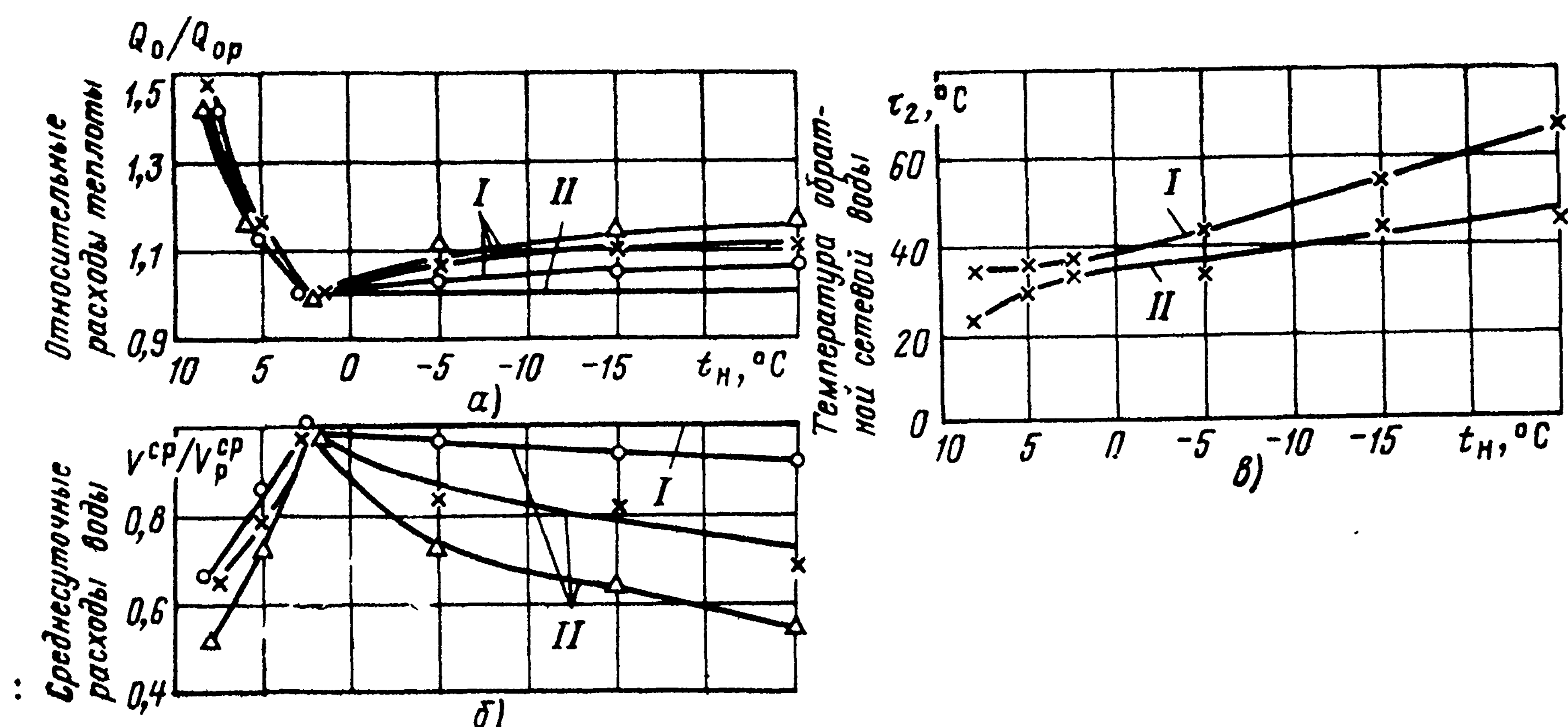


Рис. 10.29. Относительные расходы теплоты Q_0/Q_{op} (*а*), среднесуточные расходы воды V^{cp}/V_p^{cp} (*б*) и температуры обратной сетевой воды τ_2 (*в*) для тепловых подстанций с РР и РО $z_1=5$; $z_2=3$; $\rho_{cp}=0{,}3$; остальные обозначения температурных графиков те же, что и на рис. 10.28

На рис. 10.29 приведено сопоставление относительных среднесуточных расходов сетевой воды на ввод $V^{ср}/V^{ср}_{р}$ и теплоты на отопление $Q_{о}/Q_{о.р}$ при установке на вводах регуляторов расхода РР или регуляторов отпуска теплоты РО. В первом случае $V^{ср}/V^{ср}_{р} = 1$, а $Q_{о}/Q_{о.р} \geqslant 1$; во втором $Q_{о}/Q_{о.р} = 1$, а $V^{ср}/V^{ср}_{р} \leqslant 1$.

Таким образом, предложенная в последнее время смешанная схема с ограничением расхода сетевой воды не обладает какими-либо преимуществами по сравнению с широко применяемой в настоящее время последовательной схемой как при применении в настоящее время повсеместно регуляторах расхода, так и при применении в перспективе регуляторов отпуска теплоты на отопление.

Недостатком смешанной схемы с ограничением расхода при зависимом присоединении систем отопления является необходимость установки смесительного насоса и работы его в течение всего отопительного периода.

Глава одиннадцатая

ТЕПЛОВЫЕ РЕЖИМЫ ОТКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

11.1. СХЕМЫ ТЕПЛОВЫХ ПОДСТАНЦИЙ ПРИ ОТКРЫТОЙ СИСТЕМЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Наибольшее распространение в открытых системах теплоснабжения получили абонентские установки с отбором воды из подающей и обратной линий и смешением их в нужном соотношении для обеспечения заданной температуры воды в системе горячего водоснабжения с помощью регулятора температуры (рис. 11.1). Регуляторы расхода, как правило, ни перед системой отопления, ни перед тепловой подстанцией не устанавливаются. Поэтому расход воды на отопление зависит от гидравлического режима сети (см. § 3.4). Во многих случаях у абонентов не устанавливаются регуляторы температуры и водоразбор осуществляется в зависимости от температуры воды в тепловой сети или целиком из подающей линии (при высоких наружных температурах), или целиком из обратной линии (при низких наружных температурах). При этом расход воды из сети на горячее водоснабжение изменяется не только в зависимости от нагрузки горячего водоснабжения, но и в зависимости от температуры сетевой воды.

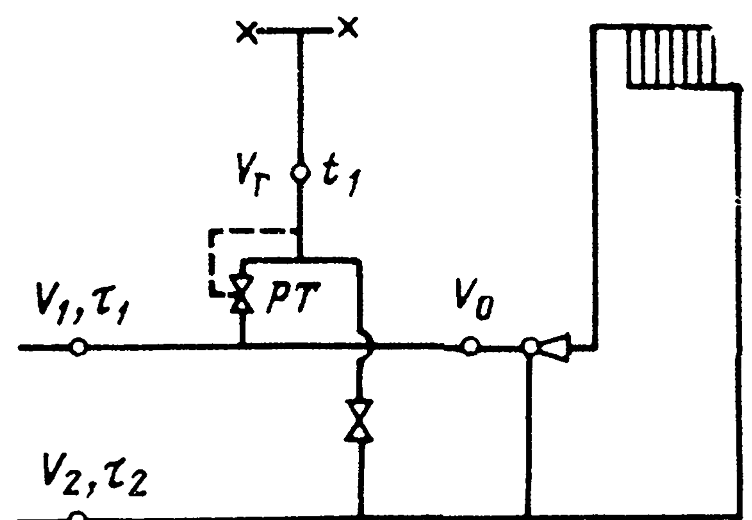


Рис. 11.1. Схема тепловой подстанции с непосредственным водоразбором

Предложены различные модификации открытой системы. С целью снижения расхода подпиточной воды от источника теплоснабжения в теплосети Свердловэнерго предложена [12] так называемая «открыто-закрытая система», представленная на рис. 11.2. В этой схеме на горячее водоснабжение поступает водопроводная вода, предварительно подогретая в поверхностном подогревателе сетевой водой после системы отопления. Догрев водопроводной воды до требуемого значения $t_1 = 60$ °С производится подмешиванием к ней сетевой воды из подающей линии сети.

Как было показано в § 3.4, при водоразборе из подающей линии сильно загруженной сети (малые $\bar{S}_0$) имеет место значительное снижение располагаемых напоров в сети и расходов воды на отопление. При водоразборе из обратной линии расход воды на систему отопления увеличивается. Для того чтобы водоразбор всегда осуществлялся из

обратной линии, в Теплосети Волгоградэнерго В. А. Малафеевым предложена схема, представленная на рис. 11.3. Вода на горячее водоснабжение отбирается целиком из обратной линии и при необходимости догревается до требуемой температуры в поверхностном подогревателе, включенном перед системой отопления, аналогично II ступени подогревателя в двухступенчатой последовательной схеме.

Применяется также водоразбор после элеватора (г. Красноярск).

В представленных выше схемах системы отопления присоединены к тепловой сети через смесительное устройство. Непосредственный водоразбор применяется и при независимом присоединении систем отопления к тепло-

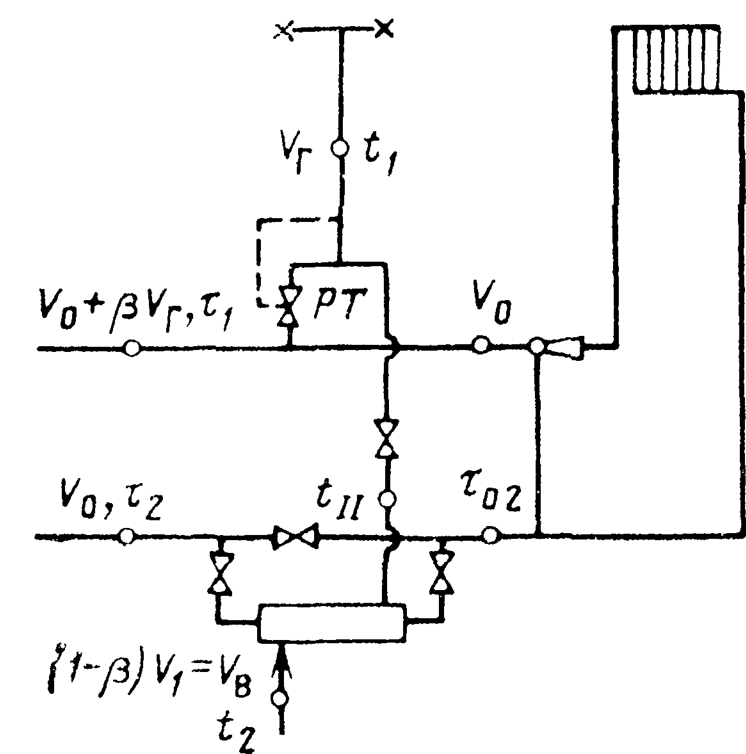


Рис. 11.2. Схема тепловой подстанции при «открыто-закрытой» системе теплоснабжения

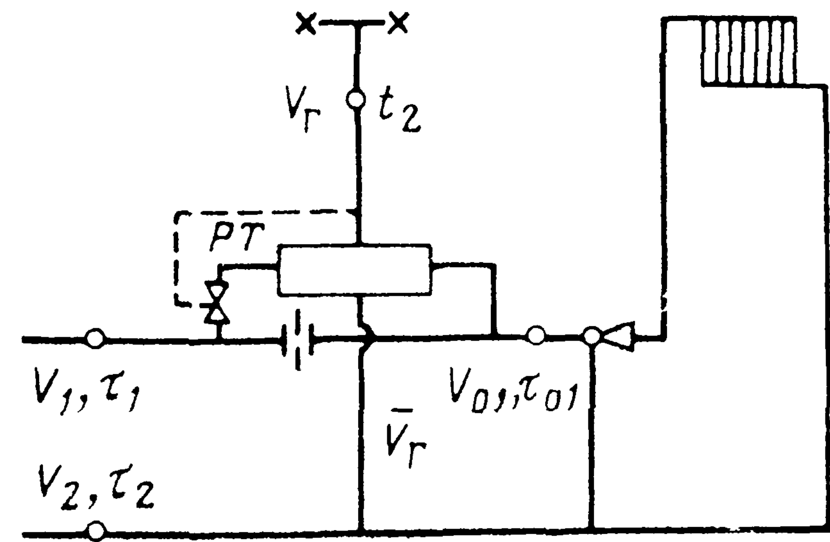


Рис. 11.3. Схема тепловой подстанции с водоразбором из обратной линии и предвключенным подогревателем

вой сети через водо-водяные подогреватели (см. рис. 12.4). Согласно проведенным исследованиям [27] в крупных открытых системах теплоснабжения предпочтительным является присоединение потребителей через крупные ГТП, в которых установлены отопительные подогреватели.

11.2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТЕПЛОВЫХ ПОДСТАНЦИЙ В УСЛОВИЯХ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ВОДОРАЗБОРА ИЗ ТЕПЛОВОЙ СЕТИ

В простейших схемах тепловых подстанций с непосредственным водоразбором (рис. 11.1), получивших в настоящее время основное распространение, относительный расход воды $\varphi = V_о/V'_о$, а следовательно, и относительный расход теплоты $Q_о/Q_{о,р}$ в системе отопления изменяются в зависимости от относительной нагрузки горячего водоснабжения $Q_г/Q'_о$ и доли отбора из подающей линии β.

Рассмотрим указанные зависимости.

Уравнение характеристики отопительной системы (8.5)

$$Q_о = \varepsilon_о W_о (\tau_1 - t_в). \tag{11.1}$$

Безразмерная удельная тепловая нагрузка отопительной системы (8.11)

$$\varepsilon_о = \frac{1}{\dfrac{0{,}5+u}{1+u} + \dfrac{\Delta t'}{Q'_о}\dfrac{W_о}{\overline{Q}_о^{0,2}}} = \frac{1}{\dfrac{0{,}5+u}{1+u} + \dfrac{\Delta t'}{\delta\tau'_о}\dfrac{\varphi}{\left(\dfrac{Q_о}{Q_{о,р}}\right)^{0,2}}\left(\dfrac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н}\right)^{0,2}}. \tag{11.2}$$

Расчетный расход теплоты на отопление при температуре $t_н$

$$Q_{о.р} = W'_о\,\delta\tau'_о \frac{t'_в - t_н}{t'_в - t'_н}, \tag{11.3}$$

где $\delta\tau'_о$ — расчетный перепад температур в сети при температуре $t'_н$.

Относительный расход теплоты на отопление

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}} = \frac{\tau_1 - t_в}{\delta\tau'_о} \frac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н} \varepsilon_о \varphi. \tag{11.4}$$

Входящая в (11.4) $t_в$ является функцией $Q_о/Q_{о.р}$ и определяется из соотношения

$$t_в - t_н/(t'_в - t_н) = Q_о/Q_{о.р}. \tag{11.5}$$

Подставляя значение $t_в$ из (11.5) в (11.4), получаем

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}} = \frac{\tau_1 - t_н}{\delta\tau'_о + (t'_в - t'_н)\varphi\varepsilon_о} \frac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н} \varphi\varepsilon_о. \tag{11.6}$$

Из (11.2)

$$\varphi\varepsilon_о = \frac{1}{\dfrac{0,5+u}{1+u}\dfrac{1}{\varphi} + \dfrac{\Delta t'}{\delta\tau'_о}\left(\dfrac{Q_{о.р}}{Q_о}\right)^{0,2}\left(\dfrac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н}\right)^{0,2}}.$$

Подставляя это выражение в (11.6), получаем

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}} = \frac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н} \cdot \frac{\tau_1 - t_н}{t'_в - t'_н + \dfrac{1,5+u}{1+u}\dfrac{\delta\tau'_о}{\varphi} + \Delta t'\left(\dfrac{Q_{о.р}}{Q_о}\right)^{0,2}\left(\dfrac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н}\right)^{0,2}}. \tag{11.7}$$

Относительный расход воды на отопление в открытой системе $\varphi = V_о/V'_о$ определяется по формуле (3.23), которая с учетом того, что относительный расход воды на горячее водоснабжение

$$n = \frac{V_г}{V'_о} = \frac{Q_г}{Q'_о} \frac{\tau'_{о1} - \tau'_{о2}}{t_1 - t_2} = \frac{Q_г}{Q'_о} \frac{\delta\tau'_о}{t_1 - t_2}, \tag{11.8}$$

принимает вид

$$\varphi = \frac{Q_г}{Q'_о} \frac{\delta\tau'_о}{t_1 - t_2}[\beta\bar{S}' - (1-\beta)\bar{S}''] + \sqrt{\left(\frac{Q_г}{Q'_о}\right)^2\left(\frac{\delta\tau'_о}{t_1 - t_2}\right)[\beta\bar{S}' - (1-\beta)\bar{S}'']^2 - \left(\frac{Q_г}{Q'_о}\right)^2\left(\frac{\delta\tau'_о}{t_1 - t_2}\right)^2[\beta^2\bar{S}' + (1-\beta)^2\bar{S}''] + \alpha}. \tag{11.9}$$

Входящий в (11.9) β может быть определен следующим образом.

Температура воды после системы отопления

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{Q_о}{W_о};$$

$$\frac{Q_о}{W_о} = \frac{Q_о}{Q_{о.р}} \frac{Q_{о.р}}{W_о} = \frac{Q_о}{Q_{о.р}} \frac{W'_о\,\delta\tau'_о}{W_о} \frac{t'_в - t_н}{t'_в - t'_н} = \frac{Q_о}{Q_{о.р}} \frac{\delta\tau'_о}{\varphi} \frac{t'_в - t_н}{t'_в - t'_н}; \tag{11.10}$$

$$\beta = \frac{t_1 - \tau_2}{\tau_1 - \tau_2} = 1 - \frac{\tau_1 - t_1}{\tau_1 - \tau_2} = 1 - \frac{\tau_1 - t_1}{\delta\tau'_о} \frac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н} \frac{Q_{о.р}}{Q_о}\varphi. \tag{11.11}$$

Следует отметить, что если $t_1 < \tau_2$, следует принимать $t_1 = \tau_2$.

Задача расчета режима тепловой подстанции формулируется следующим образом.

Заданы: 1) относительные сопротивления подающей и обратной линий $\bar{S}'$, $\bar{S}''$; 2) при расчетной наружной температуре $t'_н$ и $Q_г = 0$: нагрузка отопления $Q'_о$; перепад температур в тепловой сети $\delta\tau'_о$; внутренняя температура $t'_в$; 3) температура холодной воды t_2 и воды, поступающей в систему горячего водоснабжения t_1; 4) относительный располагаемый напор в источнике теплоснабжения α.

Требуется определить расходы воды и теплоты в системе отопления, а также внутреннюю температуру отапливаемых помещений при температуре наружного воздуха $t_н$, температуре воды в подающей линии сети τ_1 и нагрузке горячего водоснабжения $Q_г$.

Задача решается методом последовательных приближений.

Порядок расчета может быть следующим:

1) определяется предварительное значение β по (11.11) при φ и $Q_о/Q_{о.р}$, равных единице;

2) при найденном β определяются φ по (11.9) и $Q_о/Q_{о.р}$ по (11.7);

3) уточняется β и снова определяются φ и $Q_о/Q_{о.р}$; если разница значений $Q_о/Q_{о.р}$ в двух последовательных приближениях невелика, то расчет на этом заканчивается;

4) определяется $t_в$ из (11.5).

Пример 11.1. Определить относительные расходы воды, теплоты и внутреннюю температуру отапливаемых помещений при средней нагрузке горячего водоснабжения $\rho_{ср} = Q_г^{ср}/Q'_о = 0,3$ при работе тепловой сети по отопительному температурному графику для климатических условий Ленинграда:

Температура наружного воздуха $t_н$, °С	−25	−20	−15	−10	−8	−5	−2	0	+5	+6
Температура в подающей линии сети τ_1, °С	150	136	122	108	102	93	84	78	63	60
Температура в обратной линии сети τ_2, °С	70	65,6	60,5	55,5	53	50	47	45	39	37

Заданы: относительные сопротивления подающей и обратной линий $\bar{S}' = \bar{S}'' = 0,4$, что соответствует относительному сопротивлению абонентов $\bar{S}_о = 0,2$; $\delta\tau'_о = \tau'_{о1} - \tau'_{о2} = 150 - 70 = 80$ °С; $t_2 = 5$ °С; $t_1 = 60$ °С. Напор на станции при наличии нагрузки горячего водоснабжения сохраняется неизменным ($\alpha = 1$).

Решение. Ниже приведены подробные расчеты для двух значений $t_н$: −5 и +5 °С. Расчеты для всех остальных температур сведены в таблицу.

1. При $t_н = -5$ °С ($\tau_1 = 93$ °С):

по формуле (11.11)

$$\beta = 1 - \frac{93-60}{80}\,\frac{18+25}{18+5}\,1\cdot 1 = 1 - 0,77 = 0,23;$$

по формуле (11.9)

$$\varphi = -\frac{0,3}{1,0}\,\frac{80}{50}\,[0,23\cdot 0,4 - 0,77\cdot 0,4] + \sqrt{0,3^2\left(\frac{80}{55}\right)^2[0,23\cdot 0,4 - 0,77\cdot 0,4]^2 - 0,3^2\left(\frac{80}{55}\right)^2[0,23^2\cdot 0,4 + 0,77^2\cdot 0,4] + 1} = 1,07;$$

по формуле (11.7)

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}} = \frac{18+25}{18+5}\,\frac{93+5}{18+25+\dfrac{2,7}{3,2}\,\dfrac{80}{1,07}+64,5\left(\dfrac{Q_{о.р}}{Q_о}\right)^{0,2}\left(\dfrac{18+25}{18+5}\right)^{0,2}} = 1,02.$$

При этих значениях φ и $Q_o/Q_{o.p}$

$$\beta = 1 - \frac{93-60}{80} \frac{18+25}{18+5} \frac{1,07}{1,02} = 0,191.$$

Определяем новое значение φ при $\beta = 0,191$:

$$\varphi = -0,3 \frac{80}{55} [0,191 \cdot 0,4 - 0,809 \cdot 0,4] +$$

$$+ \sqrt{0,3^2 \left(\frac{80}{55}\right)^2 [0,191 \cdot 0,4 - 0,809 \cdot 0,4^2] - 0,3^2 \left(\frac{80}{55}\right)^2 [0,191^2 \cdot 0,4 + 0,809^2 \cdot 0,4] + 1} =$$

$$= 1,086.$$

Новое значение $\dfrac{Q_o}{Q_{o.p}}$

$$\frac{Q_o}{Q_{o.p}} = \frac{43}{23} \frac{98}{43 + \dfrac{2,7}{3,2} \dfrac{80}{1,086} + \left(\dfrac{Q_o}{Q_{o.p}}\right)^{0,2} \left(\dfrac{43}{23}\right)^{0,2}} = 1,028;$$

$$\beta = 1 - \frac{0,33}{80} \frac{43}{23} \frac{1,086}{1,028} = 0,186.$$

При этом значении β $\varphi = 1,088$; $Q_o/Q_{o.p} = 1,028$; $\beta = 0,184$. Поскольку значения $Q_o/Q_{o.p}$ в двух последовательных приближениях совпали, на этом расчет $Q_o/Q_{o,p}$ заканчивается.

Значение $t_в$ по формуле (11.5)

$$t_в = -5 + (18+5) \cdot 1,028 = -5 + 23,6 = 18,6 \text{ °C}.$$

2. При $t_н = +5$ °С ($\tau_1 = 63$ °С):
по формуле (11.11)

$$\beta = 1 - \frac{63-60}{80} \frac{18+25}{18-5} = 1 - 0,124 = 0,876,$$

по формуле (11.9)

$$\varphi = -0,3 \frac{80}{55} [0,876 \cdot 0,4 - (1-0,876) \cdot 0,4] +$$

$$+ \sqrt{\left(\frac{80}{55}\right)^2 \cdot 0,3^2 [0,876 \cdot 0,4 - 0,124 \cdot 0,4]^2 - 0,3^2 \left(\frac{80}{55}\right)^2 [0,876^2 \cdot 0,4 + 0,124^2 \cdot 0,4] +}$$

$$\overline{+1} = 0,808;$$

по формуле (11.7)

$$\frac{Q_o}{Q_{o.p}} = \frac{43}{13} \frac{63-5}{18 + 25 + \dfrac{2,7}{3,2} \dfrac{80}{0,808} + 64,5 \left(\dfrac{43}{13}\right)^{0,2} \left(\dfrac{Q_{o.p}}{Q_o}\right)^{0,2}} = 0,92;$$

$$\beta = 1 - \frac{63-60}{80} \frac{43}{13} \frac{0,808}{0,92} = 0,89.$$

Поскольку найденное значение β отличается от предварительно принятого менее чем на 2 %, дальнейшего пересчета значений β и $Q_o/Q_{o.p}$ не производим.

По формуле (11.5)

$$t_в = 5 + (18-5) \cdot 0,92 = 5 + 12 = 17 \text{ °C}.$$

Ниже приведены результаты расчета при ряде наружных температур:

Температура наружного воздуха $t_н$, °С	—25	—15	—5	0	+5	+6
Доля отбора из подающей линии β	0	0	0,184	0,468	0,89	1
Относительный расход воды на отопление φ	1,13	1,15	1,088	0,981	0,808	0,8

Относительный расход теплоты на отопление $Q_о/Q_{о.р}$	1,045	1,05	1,028	0,99	0,92	0,9
Внутренняя температура помещений $t_в$, °С	19,9	19,6	18,6	17,8	17,0	16,8

Как видно из приведенного примера, отопительный температурный график при непосредственном водоразборе из сети не обеспечивает стабильной внутренней температуры. Изменение температуры в течение отопительного сезона составляет 3 °С. Поэтому в открытых системах применяется специальный график, рассчитанный на покрытие совместной нагрузки отопления и горячего водоснабжения, — так называемый «скорректированный» температурный график (см. § 13.4).

11.3. РАСЧЕТ РЕЖИМОВ ОТКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРИ ОТСУТСТВИИ АВТОМАТИКИ НА ТЕПЛОВЫХ ПОДСТАНЦИЯХ

В таких системах при низких наружных температурах и высоких τ_2 водоразбор осуществляется целиком из обратной линии. При повышенных наружных температурах, когда температура в обратной линии недостаточна для нужд горячего водоснабжения, водоразбор переключается на подающую линию. Поскольку с изменением температуры наружного воздуха изменяются температуры воды в сети в соответствии с графиком центрального регулирования тепловой нагрузки, изменяются и расходы сетевой воды, необходимые для покрытия определенной нагрузки горячего водоснабжения. Относительные расходы воды на отопление φ для рассматриваемых случаев определяются из уравнений (3.24) и (3.25). Входящий в эти формулы относительный расход воды на горячее водоснабжение $n = V_г/V'_о$ определяется из выражений:

при водоразборе из подающей линии

$$n_{под} = \frac{Q_г}{Q'_о}\,\frac{\delta\tau'_о}{\tau_1 - t_2}\,; \tag{11.12а}$$

при водоразборе из обратной линии

$$n_{обр} = \frac{Q_г}{Q'_о}\,\frac{\delta\tau'_о}{\tau_2 - t_2}\,. \tag{11.12б}$$

С учетом этих значений n формулы (3.24) и (3.25) принимают вид:

при водоразборе из подающей линии

$$\varphi = -\frac{Q_г}{Q'_о}\,\frac{\delta\tau'_о}{\tau_1 - t_2}\,\bar{S}' + \sqrt{\alpha - \left(\frac{Q_г}{Q'_о}\right)^2 \left(\frac{\delta\tau'_о}{\tau_1 - t_2}\right)^2 (\bar{S}' - \bar{S}'^2)}\,; \tag{11.13а}$$

при водоразборе из обратной линии

$$\varphi = \frac{Q_г}{Q'_о}\,\frac{\delta\tau'_о}{\tau_2 - t_2}\,\bar{S}'' + \sqrt{\alpha - \left(\frac{Q_г}{Q'_о}\right)^2 \left(\frac{\delta\tau'_о}{\tau_2 - t_2}\right)^2 (\bar{S}'' - \bar{S}''^2)}\,. \tag{11.13б}$$

Значение φ по формуле (10.13а) может быть определено непосредственно, поскольку все входящие в него величины известны. Значение φ по формуле (11.13б) может быть определено методом последовательных приближений, поскольку входящее в нее τ_2 является функцией φ и определяется из формулы (11.10):

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{Q_о}{W_о} = \tau_1 - \frac{Q_о}{Q_{о.р}}\,\frac{\delta\tau'_о}{\varphi}\,\frac{t'_в - t_н}{t'_в - t'_н}\,. \tag{11.14}$$

Значение $Q_о/Q_{о.р}$ определяется по формуле (11.7).

Порядок расчета при водоразборе из подающей линии может быть принят следующим: определяют φ по формуле (11.13а) при известном для данной наружной температуры $t_н$ значении τ_1 и заданной нагрузке горячего водоснабжения; затем определяют $Q_о/Q_{о.р}$ по формуле (11.7) и $t_в$ по формуле (11.5).

При водоразборе из обратной линии предварительно принимают τ_2 по отопительному температурному графику для данной наружной температуры $t_н$ или определяют по формуле (11.14) при значениях φ и $Q_о/Q_{о.р}$, равных единице; находят φ по формуле (11.13б) и $Q_о/Q_{о.р}$ по формуле (11.7); определяют уточненное значение τ_2 по формуле (11.14) при найденных значениях φ и $Q_о/Q_{о.р}$ и снова определяют φ и $Q_о/Q_{о.р}$.

После окончания расчета $Q_о/Q_{о.р}$ находят $t_в$ по формуле (11.5).

Пример 11.2. Рассчитать режимы работы тепловых подстанций при отсутствии регуляторов температуры на тепловых подстанциях для условий примера 11.1.

Решение. Как следует из результатов расчета при ряде наружных температур к примеру 11.1, при значениях $t_н$, равных —25 и —15 °С, значение $\beta = 0$, а при $t_н = +6$ °С $\beta = 1$. Поэтому при этих значениях $t_н$ режимы тепловых подстанций без регуляторов температуры не будут отличаться от режимов тепловых подстанций с регуляторами. Ниже приведены расчеты для температур $t_н = -5$ °С; 0; +5 °С, при которых $0 < \beta < 1$.

1. Температура $t_н = -5$ °С; $\tau_1 = 93$ °С; $\tau_{о2} = 50$ °С.

Произведем расчет режима тепловой подстанции для двух вариантов: водоразбора из обратной линии и водоразбора из подающей линии.

Водоразбор из обратной линии. Предварительное значение $\tau_{о2}$ по формуле (11.14) при $Q_о/Q_{о.р} = 1$ и $\varphi = 1$

$$\tau_{о2} = 93 - 80\,\frac{18+5}{18+25} = 50{,}2\ °С.$$

Величина φ по формуле (11.13б)

$$\varphi = 0{,}3\,\frac{80}{50{,}2-5}\,0{,}4 + \sqrt{1-0{,}3^2\left(\frac{80}{45{,}2}\right)^2(0{,}4-0{,}4^2)} = 1{,}178.$$

Относительный расход теплоты на отопление по формуле (11.7)

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}} = \frac{18+25}{18+5}\,\frac{93+5}{18+25+\dfrac{2{,}7}{3{,}2}\,\dfrac{80}{1{,}178}+64{,}5\left(\dfrac{Q_{о.р}}{Q_о}\right)^{0,2}\left(\dfrac{43}{23}\right)^{0,2}} = 1{,}055.$$

Уточненное значение $\tau_{о2}$ по формуле (11.14)

$$\tau_{о2} = 93 - 1{,}055\,\frac{80}{1{,}178}\,\frac{18+5}{18+25} = 54{,}6\ °С.$$

Новое значение φ по формуле (11.13б)

$$\varphi = 0{,}3\,\frac{80}{54{,}5-5}\,0{,}4 + \sqrt{1-0{,}3^2\left(\frac{80}{49{,}5}\right)^2(0{,}4-0{,}4^2)} = 1{,}168.$$

Новое значение $Q_о/Q_{о.р}$ по формуле (11.7)

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}} = \frac{18+25}{18+5}\,\frac{93+5}{18+25+\dfrac{2{,}7}{3{,}2}\,\dfrac{80}{1{,}168}+64{,}5\left(\dfrac{1}{1{,}055}\right)^{0,2}\left(\dfrac{43}{23}\right)^{0,2}} = 1{,}06.$$

Поскольку значения $Q_о/Q_{о.р}$ в двух последовательных приближениях близки между собой, дальнейшего уточнения не производим.

Внутренняя температура по формуле (11.5)

$$t_в = -5 + (18+5)\cdot 1{,}06 = 19{,}4\ °С.$$

Водоразбор из подающей линии. Относительный расход воды на отопление по формуле (11.13а)

$$\varphi = -0{,}3\,\frac{80}{93-5} - 0{,}4 + \sqrt{1-0{,}3^2\left(\frac{80}{93-5}\right)^2(0{,}4-0{,}4^2)} = 0{,}882.$$

По формуле (11.7)

$$\frac{Q_o}{Q_{o.p}} = \frac{18+25}{18+5}\,\frac{93+5}{18+25+\frac{2,7}{3,2}\,\frac{80}{0,882}+64,5\left(\frac{Q_{o.p}}{Q_o}\right)^{0,2}\left(\frac{43}{23}\right)^{0,2}} = 0,947.$$

Внутренняя температура по формуле (11.5)

$$t_в = -5+(18+5)\cdot 0,947 = 16,8\ °C.$$

2. Температура $t_н = 0$ °C; $\tau_1 = 78$ °C; $\tau_{02} = 45$ °C.
Водоразбор из подающей линии. Значение φ по формуле (11.13а)

$$\varphi = -0,3\,\frac{80}{78-5}\,0,4+\sqrt{1-0,3^2\left(\frac{80}{73}\right)^2(0,4-0,4^2)} = 0,856.$$

Отношение $Q_o/Q_{o.p}$ по формуле (11.7)

$$\frac{Q_o}{Q_{o.p}} = \frac{18+25}{18}\,\frac{78}{18+25+\frac{2,7}{3,2}\,\frac{80}{0,856}+64,5\left(\frac{Q_{o.p}}{Q_o}\right)^{0,2}\left(\frac{18+25}{18}\right)^{0,2}} = 0,934;$$

$$t_в = 18\cdot 0,934 = 16,8\ °C.$$

3. Температура $t_н = +5$ °C; $\tau_1 = 63$ °C; $\tau_{02} = 39$ °C.
Водоразбор из подающей линии. Значения φ

$$\varphi = -0,3\,\frac{80}{63-5}\,0,4+\sqrt{1-0,3^2\left(\frac{80}{58}\right)^2(0,4-0,4^2)} = 0,815;$$

$$\frac{Q_o}{Q_{o.p}} = \frac{18+25}{18-5}\,\frac{63-5}{18+25+\frac{2,7}{3,2}\,\frac{80}{0,815}+64,5\left(\frac{Q_{o.p}}{Q_o}\right)^{0,2}\left(\frac{43}{13}\right)^{0,2}} = 0,917;$$

$$t_в = 5+(18-5)\cdot 0,917 = 16,8\ °C.$$

Результаты расчетов приведены ниже:

Температура наружного воздуха $t_н$, °C	−25	−15	−5	−5	0	+5
Доля отбора из подающей линии β	0	0	0	1	1	1
Относительный расход воды на отопление φ	1,13	1,15	1,168	0,882	0,856	0,815
Относительный расход теплоты на отопление $Q_o/Q_{o.p}$	1,045	1,05	1,06	0,947	0,934	0,917
Внутренняя температура помещений $t_в$, °C	19,9	19,6	19,4	16,8	16,8	16,8

Глава двенадцатая

ТЕПЛОВЫЕ РЕЖИМЫ УСТАНОВОК С НЕЗАВИСИМЫМ ПРИСОЕДИНЕНИЕМ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ

12.1. СХЕМЫ УСТАНОВОК И ВЫБОР ИХ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

Установки с независимым присоединением систем отопления (рис. 12.1—12.4) получают в последнее время все большее распространение в крупных городских системах теплоснабжения. Это определяется повышением требований к надежности и качеству теплоснабжения, а также увеличившимся объемом строительства зданий повышенной этажности. Повышение надежности определяется тем, что при независимой схеме абонентские установки гидравлически изолированы от внешних тепловых сетей. Благодаря этому

в аварийных ситуациях повышение давления в обратной линии сети не передается на отопительные системы, которые из всех элементов систем теплоснабжения имеют наименьшую механическую прочность.

Повышение качества теплоснабжения определяется тем, что при независимой схеме наиболее просто дополнять центральное качественное регулирование отпуска теплоты местным количественным. В Москве, например, практически все новые жилые и общественные здания присоединяются к тепловой сети по независимой схеме.

В системах теплоснабжения с непосредственным водоразбором независимое присоединение отопительных систем абонентов имеет еще и то достоинство, что вода, поступающая в систему горячего водоснабжения, не прохо-

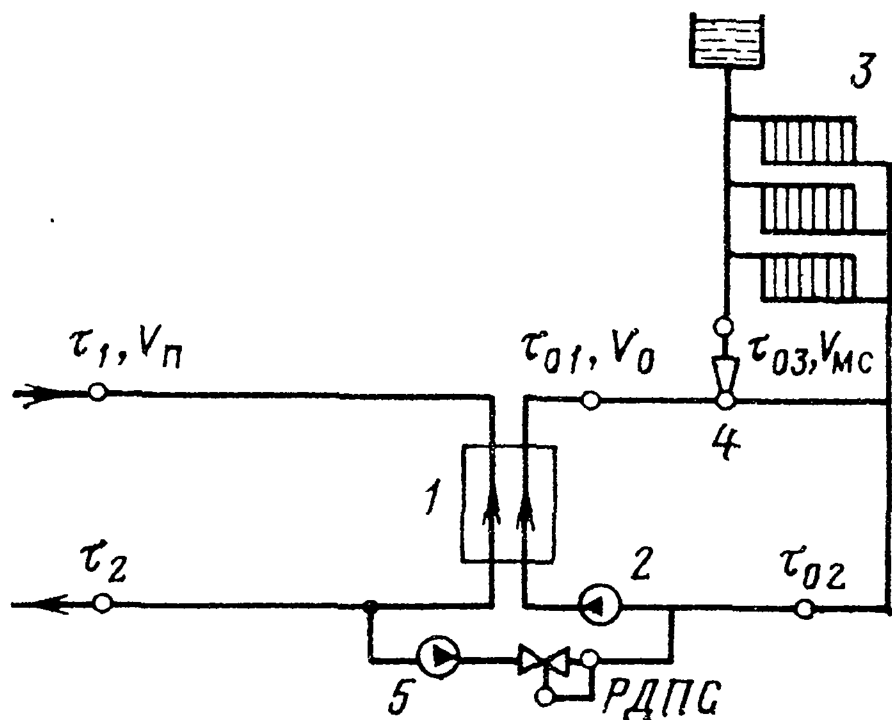


Рис. 12.1.

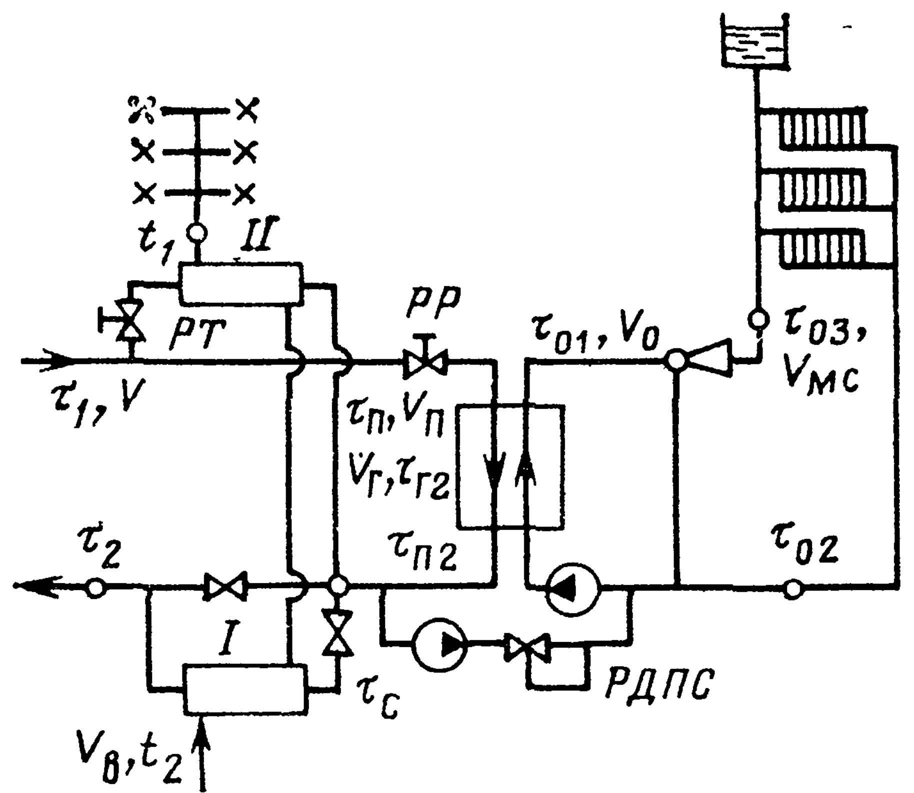


Рис. 12.2.

Рис. 12.1. Схема независимого присоединения отопительной установки к тепловой сети и основные обозначения расходов V и температуры τ:

1 — подогреватель отопления; *2* — циркуляционный насос внутриквартальной сети; *3* — система отопления; *4* — элеватор системы отопления; *5* — подпиточный насос внутриквартальной сети; *РДПС* — регулятор давления «после себя»

Рис. 12.2. Независимое присоединение системы отопления при двухступенчатой смешанной схеме подогревателей горячего водоснабжения

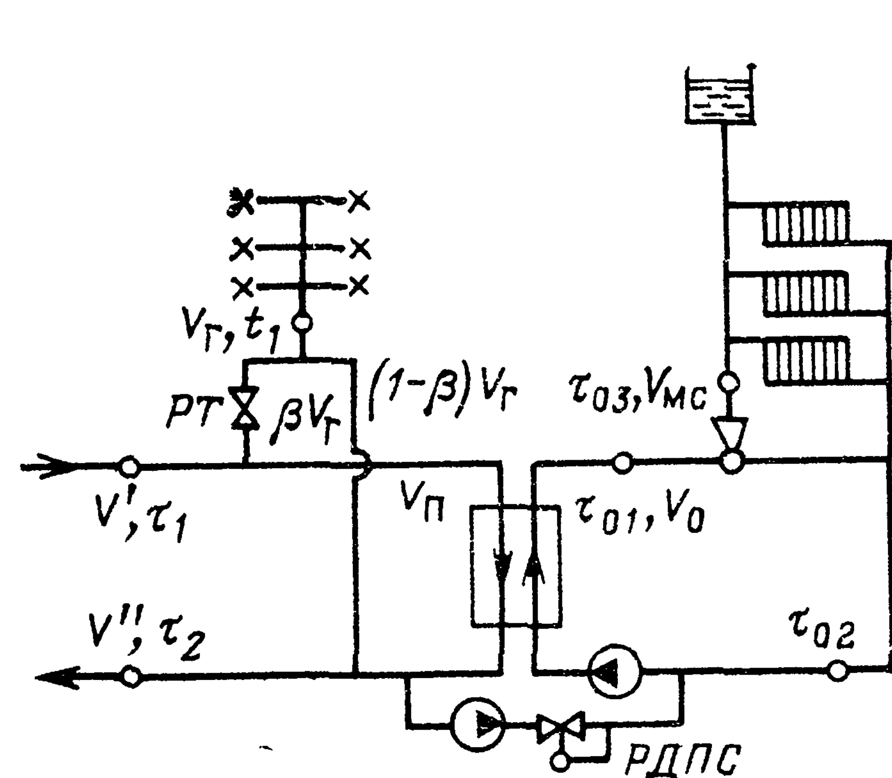


Рис. 12.3.

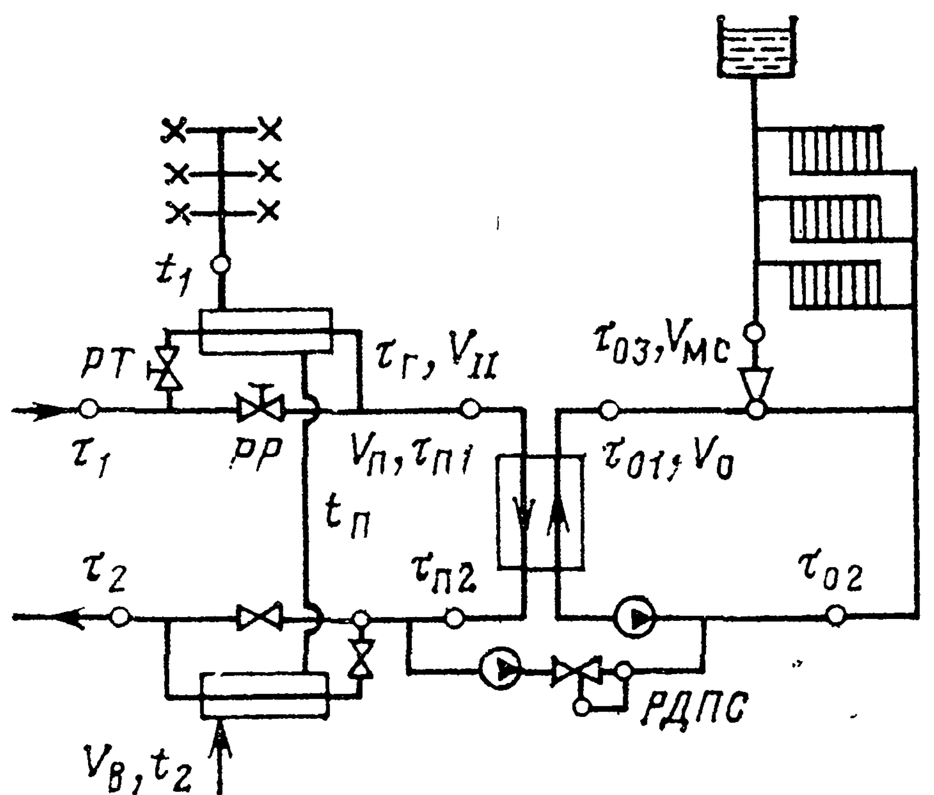


Рис. 12.4.

Рис. 12.3. Независимое присоединение системы отопления при двухступенчатой последовательной схеме подогревателей горячего водоснабжения

Рис. 12.4. Независимое присоединение системы отопления при непосредственном водоразборе

дит через отопительные радиаторы и не загрязняется в них, благодаря чему улучшается качество воды, идущей на бытовые нужды, в особенности ее цветность.

В крупных системах теплоснабжения с непосредственным водоразбором, таких как Ленинградская, Красноярская, в районах новой жилой застройки сооружаются крупные ГТП с независимым присоединением квартальной отопительной сети.

Заполнение и подпитка местных систем производятся из обратной линии тепловой сети или непосредственно, или при недостаточном напоре в тепловой сети с помощью специальных подпиточных насосов. Регулирование статического напора в местных системах осуществляется регулятором подпитки, который поддерживает или заданный напор после себя, или дистанционно заданный уровень в расширительном баке, установленном в верхней точке системы отопления. В зарубежной практике, где независимое присоединение является основной схемой присоединения, кроме расширителей используются гидрофоры, в которых специальным компрессором поддерживается заданное давление воздушной подушки. Подогреватели отопления устанавливаются, как правило, в ГТП. Там же устанавливаются и насосы, осуществляющие циркуляцию воды во внутриквартальной отопительной сети.

В местных тепловых подстанциях основным препятствием для независимого присоединения отопительных систем являлось отсутствие массового производства бесшумных насосов.

При независимом присоединении отопительных систем применяются все рассмотренные выше схемы присоединения нагрузки горячего водоснабжения (рис. 12.2—12.4).

Основные параметры абонентского ввода с независимым присоединением системы отопления, т. е. поверхность подогревателя отопления и расходы воды во внешней и внутриквартальной сетях, определяются температурами, принятыми при расчете подогревателя отопления.

Поверхность подогревателя следует определять при температуре излома графика, когда коэффициент теплопередачи является минимальным, однако обычно поверхность подогревателя отопления определяется при расчетной наружной температуре отопления. При этом, как правило, известны температуры воды, поступающей в подогреватель: температура сетевой воды в подающей линии внешней сети обычно $\tau_1' = 150$ °C и температура воды во внутриквартальной сети после систем отопления обычно $\tau_{02} = 70$ °C. Температура воды, выходящей из подогревателя, принимается различной. Температура сетевой воды после подогревателя во внешней сети обычно принимается равной $\tau_{п2}' = 80$ или 75 °C (температурный напор на «холодном» конце подогревателя 10 или 5 °C).

Температура воды в подающей линии внутриквартальной сети τ_{01}' принимается обычно в пределах от 140 до 95 °C. Независимо от принятой τ_{01}' расчетная темпе-

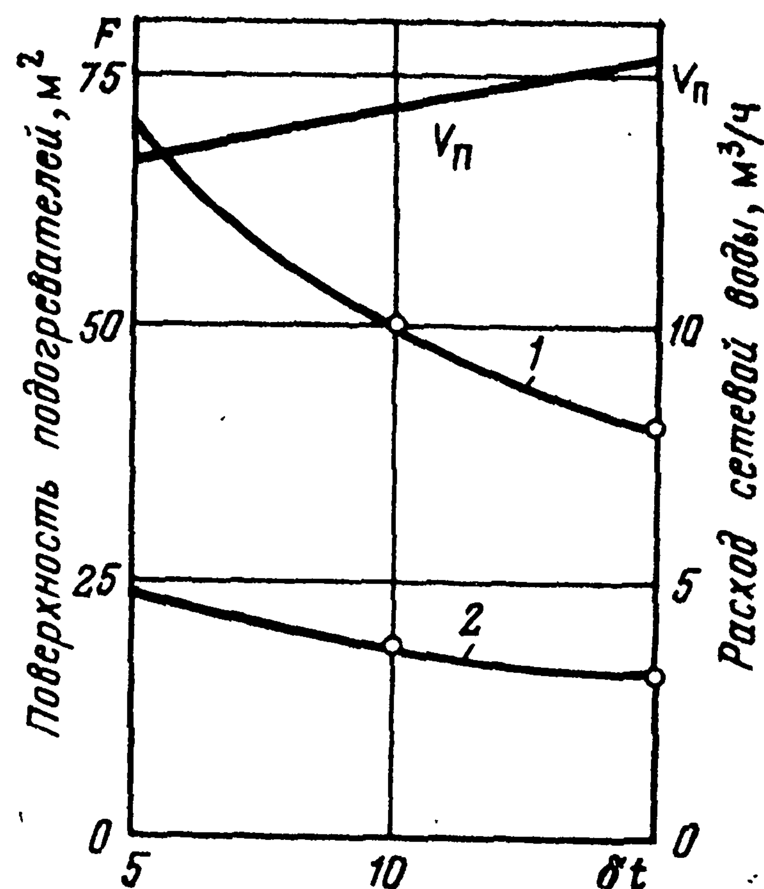


Рис. 12.5. Влияние расчетного перепада температур на холодном конце подогревателя на его поверхность и расход сетевой воды:

расчетная нагрузка отопления $Q_o' = 1$ Гкал/ч (1,16 МВт); 1 — поверхность F при $\tau_{01}' = 140$ °C; 2 — то же при $\tau_{01}' = 95$ °C

Таблица 12.1. **Влияние расчетного перепада температуры на холодном конце отопительного подогревателя на площадь его поверхности и расход сетевой воды**

Расчетная температура сетевой воды на выходе из подогревателя $\tau'_{п2}$, °C	Температурный перепад на холодном конце подогревателя $\delta t'$ °C	Расчетная температура по внутриквартальной сети, °C					
		95			140		
		Расход сетевой воды $V_п$, м³/ч	Средняя разность температур $\Delta t_{ср}$, °C	Поверхность подогревателя F, м²	Расход сетевой воды $V_п$, м³/ч	Средняя разность температур $\Delta t_{ср}$, °C	Поверхность подогревателя F, м²
72	2	12,82	16	31,4	12,82	5,0	100,0
75	5	13,32	20,85	24,2	13,32	7,21	69,3
80	10	14,3	26,5	18,9	14,3	10	50,0
85	15	15,4	30,8	16,2	15,4	12,35	40,5

ратура в местной системе $\tau'_{01} = 95$ или 105 °C. Если принятое значение τ'_{01} выше, чем τ'_{03}, перед местными системами должны устанавливаться смесительные устройства с коэффициентом смешения

$$u = (\tau'_{01} - \tau'_{03})/(\tau'_{03} - \tau'_{02}).$$

Влияние расчетного температурного перепада на холодном конце отопительного подогревателя на его поверхность и расход сетевой воды видно из рис. 12.5 и табл. 12.1. Расчеты проведены для абонентского ввода с расчетной нагрузкой отопления $Q'_о = 1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч) при двух значениях расчетной температуры во внутриквартальной сети τ'_{01}, равных 95 и 140 °C. Коэффициент теплопередачи подогревателя отопления принимался равным 2,32 кВт/(м² · К) [2000 ккал/(м² · ч · °C)].

Как показывают технико-экономические расчеты, при современном соотношении стоимостей тепловой сети и отопительных подогревателей целесообразно стремиться к снижению расчетного перепада температур на «холодном» конце подогревателя, с тем чтобы уменьшить расход сетевой воды, а соответственно диаметр и стоимость тепловой сети за счет увеличения поверхности подогревателя.

12.2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЕРЕМЕННЫХ РЕЖИМОВ НЕЗАВИСИМЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

В эксплуатационных условиях при известном оборудовании тепловой подстанции требуется определить ее тепловые нагрузки при условиях, отличающихся от расчетных, в первую очередь при различных наружных температурах, меняющихся температурах и расходах сетевой воды, нагрузках горячего водоснабжения. Эти задачи могут быть решены с помощью уравнений тепловых характеристик системы отопления и водо-водяных подогревателей.

12.2.1. ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ТЕПЛОВЫЕ ПОДСТАНЦИИ (РИС. 12.1)

Для отопительного ввода справедливы следующие соотношения:

$$Q_о = W_п(\tau_1 - \tau_2) = W_м^п \varepsilon_п(\tau_1 - \tau_{02}) = W_о(\tau_{01} - \tau_{02}) = \varepsilon_о W_о(\tau_{01} - t_в), \quad (12.1а)$$

где $\varepsilon_п$ и $\varepsilon_о$ — безразмерные тепловые производительности отопительного подогревателя и отопительной системы, определяемые по формулам (8.9) и (8.11).

Параметр отопительного подогревателя

$$\Phi_п = \frac{Q'_о}{\Delta t'_{ср}\sqrt{W'_п W'_о}} = \frac{\sqrt{\delta\tau'_о\,\delta\tau'_п}}{\Delta t'_{ср}}, \quad (12.1б)$$

где $\delta\tau'_о$ и $\delta\tau'_п$ — расчетные перепады температуры в отопительной и во внешней (первичной) сетях; $\Delta t'_{ср}$ — средняя разность температур в отопительном подогревателе при расчетных условиях.

Из (12.1а)

$$\tau_{о2} = \tau_{о1}(1 - \varepsilon_о) + t_в \varepsilon_о. \tag{12.2}$$

Из (12.1) и (12.2)

$$W^п_м \varepsilon_п (\tau_1 - \tau_{о2}) = W_о \{\tau_{о1} - [\tau_{о1}(1 - \varepsilon_о) + t_в \varepsilon_о]\}.$$

Отсюда

$$\tau_{о1} = \frac{\tau_1 + \varepsilon_о \left(\frac{W_о}{W^п_м \varepsilon_п} - 1\right) t_в}{1 + \varepsilon_о \left(\frac{W_о}{W^п_м \varepsilon_п} - 1\right)}. \tag{12.3}$$

Из (12.1) и (12.3)

$$Q_о = \varepsilon_о W_о (\tau_{о1} - t_в) = \frac{\varepsilon_о \varepsilon_п W^п_м (\tau_1 - t_в)}{\varepsilon_о + \varepsilon_п (1 - \varepsilon_о) \frac{W^п_м}{W_о}}. \tag{12.4а}$$

В частном случае при $W^п_м = W_п$, что обычно имеет место на практике,

$$Q_о = \frac{\varepsilon_о \varepsilon_п W_п (\tau_1 - t_в)}{\varepsilon_о + \varepsilon_п (1 - \varepsilon_о) \frac{W_п}{W_о}}. \tag{12.4б}$$

При бесконечно большой поверхности подогревателя $\Phi_п = \infty$; $\varepsilon_п = 1$ и $W_п = W_о$; независимая схема присоединения переходит в зависимую, и уравнение (12.4б) принимает вид

$$Q_о = \varepsilon_о W_о (\tau_1 - t_в), \tag{12.4в}$$

т. е. совпадает с (8.11).

Относительная нагрузка отопления, отнесенная к расчетной тепловой нагрузке при температуре $t'_н$,

$$\frac{Q_о}{Q'_о} = \frac{Q}{W'_о \delta\tau'_о} = \frac{\varepsilon_о \varepsilon_п}{\frac{W'_о}{W^п_м} \varphi_о \varepsilon_о + \varepsilon_п (1 - \varepsilon_о)} \frac{\tau_1 - t_в}{\delta\tau'_о}, \tag{12.5а}$$

где $\delta\tau'_{о1} = \tau'_{о1} - \tau'_{о2}$ — расчетный перепад температур в отопительной сети; $W'_о$ — эквивалент расчетного расхода воды в отопительной сети; $\varphi_о = W_о/W'_о$ — относительный расход воды в отопительной сети.

В частном случае при $W^п_м = W_п = \varphi_п W'_п$

$$\frac{Q_о}{Q'_о} = \frac{\varepsilon_о \varepsilon_п}{\frac{W'_о}{W'_п} \frac{\varphi_о}{\varphi_п} \varepsilon_о + \varepsilon_п (1 - \varepsilon_о)} \frac{\tau_1 - t_в}{\delta\tau'_о}, \tag{12.5б}$$

где $\varphi_п = W_п/W'_п$ — относительный расход сетевой воды на подогреватель отопления; $W'_п$ — расчетный расход воды во внешней (первичной) сети на подогреватель отопления. Относительный расход теплоты на отопление, отнесенный к расчетному при произвольной наружной температуре $t_н$,

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}} = \frac{Q_о}{Q'_о} \frac{Q'_о}{Q_{о.р}} = \frac{Q_о}{Q'_о} \frac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н} = \frac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н} \frac{\varepsilon_о \varepsilon_п}{\frac{W'_о}{W^п_м} \varphi_о \varepsilon_о + \varepsilon_п (1 - \varepsilon_о)} \frac{\tau_1 - t_в}{\delta\tau'_0}. \tag{12.6а}$$

Подставляя в (12.6а)

$$t_в = t_н + (t'_в - t_н)\frac{Q_о}{Q_{о.р}},$$

получаем

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}} = \frac{\tau_1 - t_н}{t'_в - t_н + \dfrac{t'_в - t_н}{t'_в - t'_н}\,\dfrac{\dfrac{W'_о}{W^п_м}\varphi_о\varepsilon_о + \varepsilon_п(1-\varepsilon_о)}{\varepsilon_о\varepsilon_п}\,\delta\tau'_о} =$$

$$= \frac{\tau_1 - t_н}{t'_в - t'_н + \dfrac{W'_о}{W^п_м}\dfrac{\varphi_о\delta\tau'_о}{\varepsilon_п} + \dfrac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\delta\tau_{о1}}\;\frac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н}. \qquad (12.6б)$$

В частном случае при $W^п_м = W_п = \varphi_п W'_п$ с учетом того, что $W'_п/W'_о = \delta\tau'_о/\delta\tau'_п$, где $\delta\tau'_п$ — расчетный перепад температур во внешней сети, уравнение (12.6а) принимает вид

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}} = \frac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н}\;\frac{\varepsilon_о\varepsilon_п}{\dfrac{\delta\tau'_п}{\delta\tau'_о}\dfrac{\varphi_о}{\varphi_п}\varepsilon_о + \varepsilon_п(1-\varepsilon_о)}\;\frac{\tau_1 - t_в}{\delta\tau'_о} =$$

$$= \frac{\tau_1 - t_в}{\dfrac{\varphi_о}{\varphi_п}\dfrac{\delta\tau'_п}{\varepsilon_п} + \dfrac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\delta\tau'_о}\;\frac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н}. \qquad (12.7а)$$

Подставляя в (12.7а) приведенное выше значение $t_в$, получаем

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}} = \frac{\tau_1 - t_н}{t'_в - t'_н + \dfrac{\varphi_о}{\varphi_п}\dfrac{\delta\tau'_п}{\varepsilon_п} + \dfrac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\delta\tau'_о}\;\frac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н}. \qquad (12.7б)$$

По уравнениям (12.6) и (12.7) определяется режим работы отопительного ввода при изменении расходов воды во внешней (первичной) и квартальной (отопительной) сетях ($\varphi_п \lesseqgtr 1$; $\varphi_о \lesseqgtr 1$); температуры воды во внешней сети τ_1; температуры наружного воздуха $t_н$.

По этим же уравнениям могут быть определены температура τ_1 и эквивалент расхода воды $W_п$ во внешней сети, обеспечивающие заданную внутреннюю температуру $t_в$ из условия $Q_о/Q_{о.р} = 1$ (см. ниже, гл. 13).

Температура в обратной линии внешней сети

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{Q_о}{W_п}. \qquad (12.8а)$$

Подставляя значение $Q_о$ из (12.4а), получаем

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{\varepsilon_о\varepsilon_п\dfrac{W^п_м}{W_п}(\tau_1 - t_в)}{\varepsilon_о + \varepsilon_п(1-\varepsilon_о)\dfrac{W^п_м}{W_о}} =$$

$$= \frac{\varepsilon_о\left(1 - \varepsilon_п\dfrac{W^п_м}{W_п}\right)\tau_1 + \varepsilon_п(1-\varepsilon_о)\dfrac{W^п_м}{W_о}\tau_1 + \varepsilon_о\varepsilon_п\dfrac{W^п_м}{W_о}t_в}{\varepsilon_о + \varepsilon_п(1-\varepsilon_о)\dfrac{W^п_м}{W_о}}. \qquad (12.9а)$$

В частном случае при $W_м^п = W_п$, подставляя значение $Q_о$ из (12.4б), получаем

$$\tau_2 = \frac{\varepsilon_о (1-\varepsilon_п)\tau_1 + \varepsilon_п (1-\varepsilon_о)\frac{W_п}{W_о}\tau_1 + \varepsilon_о \varepsilon_п t_в}{\varepsilon_о + \varepsilon_п (1-\varepsilon_о)\frac{W_п}{W_о}} =$$

$$= \frac{\varepsilon_о (1-\varepsilon_п)\tau_1 + \varepsilon_п (1-\varepsilon_о)\frac{\delta\tau'_о}{\delta\tau_п}\frac{\varphi_п}{\varphi_о}\tau_1 + \varepsilon_о \varepsilon_п t_в}{\varepsilon_о + \varepsilon_п (1-\varepsilon_о)\frac{\delta\tau'_о}{\delta\tau'_п}\frac{\varphi_п}{\varphi_о}}. \quad (12.10а)$$

Формулы (12.9а) и (12.10а) содержат неизвестную заранее величину $t_в$. Величину $t_в$ можно исключить, если выразить температуру в обратной линии внешней тепловой сети τ_2 следующим образом:

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{Q_о}{W_п} = \tau_1 - \frac{Q_о}{Q_{о.р}}\frac{Q_{о.р}}{\varphi_п W'_п} = \tau_1 - \frac{Q_о}{Q_{о.р}}\frac{\delta\tau'_п}{\varphi_п}\frac{t'_в - t_н}{t'_в - t'_н}. \quad (12.8б)$$

Подставляя в (12.8б) значение $Q_о/Q_{о.р}$ из (12.6б), получаем

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{\tau_1 - t_н}{(t'_в - t'_н)\frac{\varphi_п}{\delta\tau'_п} + \frac{W'_о}{W_м^п}\frac{\varphi_о\varphi_п}{\varepsilon_п}\frac{\delta\tau'_о}{\delta\tau'_п} + \frac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\frac{\delta\tau'_о}{\delta\tau'_п}\varphi_п} =$$

$$= \frac{\left[(t'_в - t'_н)\frac{\varphi_п}{\delta\tau'_п} + \frac{W'_о}{W_м^п}\frac{\varphi_о\varphi_п}{\varepsilon_п}\frac{\delta\tau'_о}{\delta\tau'_п} + \frac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\frac{\delta\tau'_о}{\delta\tau'_п}\varphi_п - 1\right]\tau_1 + t_н}{(t'_в - t'_н)\frac{\varphi_п}{\delta\tau'_п} + \frac{W'_о}{W_м^п}\frac{\varphi_о\varphi_п}{\varepsilon_п}\frac{\delta\tau'_о}{\delta\tau'_п} + \frac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\frac{\delta\tau'_о}{\delta\tau'_п}\varphi_п}. \quad (12.9б)$$

В частном случае при $W_м^п = W_п = \varphi_п W'_п$, подставляя в (12.8б) $Q_о/Q_{о.р}$ из (12.7б), получаем

$$\tau_2 = \tau_1 - \frac{\tau_1 - t_н}{(t'_в - t'_н)\frac{\varphi_п}{\delta\tau'_п} + \frac{\varphi_о}{\varepsilon_п} + \frac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\frac{\delta\tau'_о}{\delta\tau'_п}\varphi_п} =$$

$$= \frac{\left[(t'_в - t'_н)\frac{\varphi_п}{\delta\tau'_п} + \frac{\varphi_о}{\varepsilon_п} + \frac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\frac{\delta\tau'_о}{\delta\tau'_п}\varphi_п - 1\right]\tau_1 + t_н}{(t'_в - t'_н)\frac{\varphi_п}{\delta\tau'_п} + \frac{\varphi_о}{\varepsilon_п} + \frac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\frac{\delta\tau'_о}{\delta\tau'_п}\varphi_п}. \quad (12.10б)$$

Приведенные выше уравнения могут быть использованы также для расчета тепловых подстанций с нагрузкой горячего водоснабжения, присоединенной по параллельной и смешанной схемам (рис. 12.2), а также при непосредственном водоразборе (рис. 12.4). Если перед отопительным подогревателем установлен регулятор расхода, нагрузка горячего водоснабжения не изменяет расхода воды на подогреватель отопления и условия его работы ничем не отличаются от условий работы отопительного ввода.

Если регулятор расхода отсутствует, то при всех указанных выше системах горячего водоснабжения расход воды на горячее водоснабжение приводит к изменению расхода воды, в сети располагаемого напора на абонентском вводе и расхода воды на отопительный подогреватель. В приведенных выше уравнениях это выражается в изменении величины $\varphi_п$. Значение $\varphi_п$ может быть найдено из гидравлического расчета сети.

Пример 12.1.

Рассчитать режим работы отопительной тепловой подстанции (внутреннюю температуру отапливаемых помещений $t_в$ и температуру обратной сетевой воды τ_2) при отопительном температурном графике. Отопительная система присоединена к тепловой сети по независимой схеме.

Исходные данные: 1) температуры в подающей линии сети:

$t_н$, °C	—26	—10	+2,5	+10
τ_1, °C	150	105	70	70

2) Расчетные перепады температур: во внешней сети $\tau'_1 = 150$ °C; $\tau'_2 = 80$ °C; $\delta\tau'_п = 70$ °C; во внутриквартальной сети $\tau'_{о1} = 140$ °C; $\tau'_{о2} = 70$ °C; $\delta\tau'_о = 70$ °C; $u = (140 - 95)/(95 - 70) = 1{,}8$ и $\tau'_{о1} = 95$ °C; $\tau'_{о2} = 70$ °C; $\delta\tau'_о = 25$ °C; $u = 0$.

3) Расчетная нагрузка отопления $Q'_о = 1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч).

Решение. 1. Определяем параметры системы отопления и отопительного подогревателя:

$$\Phi_о = Q'_о/\Delta t'_{ср} = \frac{1{,}16 \cdot 10^3}{64{,}5} = 18 \text{ кВт/К } [15{,}5 \text{ Мкал/(ч}\cdot\text{°C)}].$$

Вариант а. Параметр отопительного подогревателя по формуле (12.1б)

$$\Phi_п = \frac{\sqrt{70 \cdot 70}}{10} = 7.$$

Безразмерная удельная тепловая нагрузка подогревателя при $\delta\tau'_п = \delta\tau'_о$, $W'_п = W'_о$ по формуле (8.9)

$$\varepsilon_п = \frac{1}{1 + \dfrac{1}{\Phi_п}} = \frac{1}{1 + \dfrac{1}{7}} = 0{,}875.$$

Безразмерная удельная тепловая нагрузка отопительной системы по формуле (11.2)

$$\varepsilon_о = \frac{1}{\dfrac{0{,}5 + 1{,}8}{1 + 1{,}8} + \dfrac{64{,}5}{70}\left(\dfrac{Q_{о.р}}{Q_о}\right)^{0,2}\left(\dfrac{44}{18 - t_н}\right)^{0,2}} = \frac{1}{0{,}82 + 0{,}92\left(\dfrac{Q_{о.р}}{Q_о}\right)^{0,2}\left(\dfrac{44}{18 - t_н}\right)^{0,2}}.$$

При указанных выше значениях $t_н$, принимая в первом приближении значение $Q_о/Q_{о.р} = 1$, получаем следующие значения $\varepsilon_о$:

$t_н$, °C	—26	—10	+2,5	+10
$\varepsilon_о$	0,575	0,55	0,512	0,472

Относительный расход теплоты на отопление по формуле (12.7б)

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}} = \frac{\tau_1 - t_н}{44 + \dfrac{70}{0{,}875} + \dfrac{1 - \varepsilon_о}{\varepsilon_о}70} \cdot \frac{44}{18 - t_н} = \frac{\tau_1 - t_н}{18 - t_н} \cdot \frac{1}{2{,}82 + 1{,}59\dfrac{1 - \varepsilon_о}{\varepsilon_о}}.$$

Температура обратной сетевой воды τ_2 определяется по формуле (12.10б), которая для заданных условий принимает вид

$$\tau_2 = \frac{\left[\dfrac{44}{70} + \dfrac{1}{0{,}875} + \dfrac{1 - \varepsilon_о}{\varepsilon_о} - 1\right]\tau_1 + t_н}{\dfrac{44}{70} + \dfrac{1}{0{,}875} + \dfrac{1 - \varepsilon_о}{\varepsilon_о}} = \frac{\left(0{,}77 + \dfrac{1 - \varepsilon_о}{\varepsilon_о}\right)\tau_1 + t_н}{1{,}77 + \dfrac{1 - \varepsilon_о}{\varepsilon_о}}.$$

При указанных выше значениях $t_н$ и соответствующих значениях τ_1 и $\varepsilon_о$ получаем следующие величины $Q_о/Q_{о.р}$, $t_в$ и τ_2:

$t_н$, °C	−26	−10	+2,5	+10
$Q_о/Q_{о.р}$	1,0	0,995	1,0	1,7
$t_в$, °C	18	17,9	18,0	23,6
τ_2, °C	80	60,5	45	49

Вариант б. Средняя разность температур в отопительном подогревателе

$$\Delta t'_{ср}=\frac{(150-95)-(80-70)}{2,3\lg\dfrac{55}{10}}=26,4\ °C.$$

Параметр подогревателя

$$\Phi_п=\frac{\sqrt{70\cdot 25}}{26,4}=1,58.$$

Безразмерная удельная тепловая нагрузка подогревателя по формуле (8.9) с учетом того, что $W_м/W_б=\delta\tau'_о/\delta\tau'_п=\dfrac{25}{70}=0,357$,

$$\varepsilon_п=\frac{1}{0,35\cdot 0,357+0,65+\dfrac{1}{1,58}\sqrt{0,357}}=0,865.$$

Безразмерная удельная тепловая производительность отопительной системы по формуле (11.2)

$$\varepsilon_о=\frac{1}{\dfrac{0,5+0}{1+0}+\dfrac{64,5}{25}\left(\dfrac{Q_{о.р}}{Q_о}\right)^{0,2}\left(\dfrac{t'_в-t'_н}{t'_в-t_н}\right)^{0,2}}=\frac{1}{0,5+2,56\left(\dfrac{Q_{о.р}}{Q_о}\right)^{0,2}\left(\dfrac{t'_в-t'_н}{t'_в-t_н}\right)^{0,2}}.$$

При рассматриваемых $t_н$, принимая в первом приближении $Q_о/Q_{о.р}=1$, получаем следующие $\varepsilon_о$:

$t_н$, °C	−26	−10	+2,5	+10
$\varepsilon_о$	0,327	0,303	0,274	0,245

Относительный расход теплоты на отопление по формуле (12.7б)

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}}=\frac{\tau_1-t_н}{44+\dfrac{70}{0,865}+\dfrac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}25}\,\frac{44}{18-t_н}=$$

$$=\frac{\tau_1-t_н}{18-t_н}\,\frac{1}{2,84+0,57\dfrac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}}.$$

Температура обратной сетевой воды по формуле (12.10б)

$$\tau_2=\frac{\left[\dfrac{44}{70}+\dfrac{1}{0,865}+\dfrac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\,\dfrac{25}{70}-1\right]\tau_1+t_н}{\dfrac{44}{70}+\dfrac{1}{0,865}+\dfrac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\,\dfrac{25}{70}}=$$

$$=\frac{\left(0,785+0,357\dfrac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\right)\tau_1+t_н}{1,787+0,357\dfrac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}}.$$

При указанных выше значениях $t_н$ и соответствующих значениях τ_1 и ε_0 получаем следующие значения $Q_0/Q_{0.р}$, $t_в$ и τ_2:

$t_н$, °C	—26	—10	+2,5	+10
$Q_0/Q_{0.р}$	1	0,987	1	1,62
$t_в$, °C	18	17,6	18	23
τ_2, °C	80	61	45,3	49,2

Примечание. В примере 11.1 в диапазоне наружных температур $t_н = -26 \div +2{,}5$ °C с повышением $t_н$ значения $Q_0/Q_{0.р}$ сохраняются равными единице и $t_в$ не снижается. Это является следствием того, что в примере не учитывается снижение коэффициента теплоотдачи подогревателя в результате снижения температур сетевой воды и параметр подогревателя $\Phi_п$ принимается постоянным при всех значениях τ_1 и τ_{01}. Более точные результаты могут быть получены, если учесть зависимость $\Phi_п$ от средних температур греющей и нагреваемой сред, например, по формуле (8.29).

12.2.2. ТЕПЛОВЫЕ ПОДСТАНЦИИ С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМОЙ ВКЛЮЧЕНИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ (РИС. 12.3)

Приведенные выше формулы для расчета отопительной тепловой подстанции справедливы и для подогревателя отопления при двухступенчатой последовательной схеме горячего водоснабжения, если в них вместо температур воды во внешней сети τ_1 и τ_2 подставить температуры этой воды перед отопительным подогревателем $\tau_{п1}$ и после него $\tau_{п2}$ (см. обозначения на рис. 12.3). Температура $\tau_{п1} < \tau_1$ в результате работы II ступени подогревателя горячего водоснабжения с тепловой нагрузкой Q_{II}; температура $\tau_2 < \tau_{п2}$ в результате работы I ступени подогревателя горячего водоснабжения с нагрузкой Q_I.

Уравнение характеристики I ступени подогревателя горячего водоснабжения

$$Q_I = \varepsilon_I W^I_м (\tau_{п2} - t_2), \tag{12.11а}$$

где $W^I_м$ — меньшее из значений эквивалентов расходов $W_п$ или $W_в$ в I ступени подогревателя.

Подставляя в (12.11) значение $\tau_{п2}$ из (12.9а), получаем

$$Q_I = \varepsilon_I W^I_м \frac{\varepsilon_0(\tau_{п1} - t_2) + \varepsilon_п(1 - \varepsilon_0)\dfrac{W^п_м}{W_0}(\tau_{п1} - t_2) - \varepsilon_0\varepsilon_п\dfrac{W^п_м}{W_п}(\tau_{п1} - t_в)}{\varepsilon_0 + \varepsilon_п(1 - \varepsilon_0)\dfrac{W^п_м}{W_0}}. \tag{12.12а}$$

В частном случае при $W^п_м = W_п$, подставляя значение $\tau_{п2}$ из (12.10а) и (12.11), получаем

$$Q_I = \varepsilon_I W^I_м \frac{\varepsilon_0(\tau_{п1} - t_2) + \varepsilon_п(1 - \varepsilon_0)\dfrac{W_п}{W_0}(\tau_{п1} - t_2) - \varepsilon_0\varepsilon_п(\tau_{п1} - t_в)}{\varepsilon_0 + \varepsilon_п(1 - \varepsilon_0)\dfrac{W_п}{W_0}} =$$

$$= \varepsilon_I W^I_м \frac{\varepsilon_0(\tau_{п1} - t_2) + \varepsilon_п(1 - \varepsilon_0)\dfrac{\delta\tau'_0}{\delta\tau'_п}\dfrac{\varphi_п}{\varphi_0}(\tau_{п1} - t_2) - \varepsilon_0\varepsilon_п(\tau_{п1} - t_в)}{\varepsilon_0 + \varepsilon_п(1 - \varepsilon_0)\dfrac{\delta\tau'_0}{\delta\tau'_п}\dfrac{\varphi_п}{\varphi_0}}. \tag{12.13а}$$

Температура сетевой воды перед отопительным подогревателем

$$\tau_{п1} = \tau_1 - \frac{Q_{II}}{W_п} = \tau_1 - \frac{Q_г - Q_I}{W_п} = \tau_1 - \frac{Q_г}{W_п} + \frac{Q_I}{W_п}. \tag{12.14а}$$

Подставляя в (12.14а) Q_I из (12.12а), получаем

$$\tau_{п1} = \frac{\varepsilon_0\left(\tau_1 - \frac{Q_г}{W_п}\right) + \varepsilon_п(1-\varepsilon_0)\frac{W_м^п}{W_0}\left(\tau_1 - \frac{Q_г}{W_п}\right) + \varepsilon_I\,\varepsilon_0\frac{W_м^I}{W_п}\left(\varepsilon_п\frac{W_м^п}{W_п}t_в - t_2\right) -}{\varepsilon_0 + \varepsilon_п(1-\varepsilon_0)\frac{W_м^п}{W_0} - \varepsilon_I\,\varepsilon_0\frac{W_м^I}{W_п}\left(1-\varepsilon_п\frac{W_м^п}{W_п}\right) -} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{-\varepsilon_I\,\varepsilon_п(1-\varepsilon_0)\frac{W_м^I}{W_п}\frac{W_м^п}{W_0}t_2}{-\varepsilon_I\,\varepsilon_п(1-\varepsilon_0)\frac{W_м^I}{W_0}\frac{W_м^п}{W_п}}. \qquad (12.15а)$$

В частном случае при $W_м^п = W_п$, подставляя в (12.14а) значение Q_I из (12.13а), получаем

$$\tau_{п1} = \frac{\varepsilon_0\left(\tau_1 - \frac{Q_г}{W_п}\right) + \varepsilon_п(1-\varepsilon_0)\frac{W_п}{W_0}\left(\tau_1 - \frac{Q_г}{W_п}\right) + \varepsilon_I\varepsilon_0\frac{W_м^I}{W_п}(\varepsilon_п t_в - t_2) -}{\varepsilon_0 + \varepsilon_п(1-\varepsilon_0)\frac{W_п}{W_0} - \varepsilon_I\varepsilon_0\frac{W_м^I}{W_п}(1-\varepsilon_п) -} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{-\varepsilon_I\,\varepsilon_п\frac{W_м^I}{W_0}(1-\varepsilon_0)\,t_2}{-\varepsilon_I\,\varepsilon_п(1-\varepsilon_0)\frac{W_м^I}{W_0}}. \qquad (12.16а)$$

В формулах (12.12)—(12.16) содержится заранее неизвестная величина $t_в$. Ее можно исключить, если в (12.11а) подставить значение $\tau_{п2}$ из (12.9б). Предварительно выразим Q_I в относительных единицах:

$$\frac{Q_I}{Q'_0} = \rho_I = \frac{\varepsilon_I\,W_м^I(\tau_{п2} - t_2)}{W'_п\,\delta\tau'_п}; \qquad (12.11б)$$

$$\rho_I = \frac{\varepsilon_I\,W_м^I}{W'_п\delta\tau'_п}\left\{\frac{\left[(t'_в - t'_н)\frac{\varphi_п}{\delta\tau'_п} + \frac{W'_0}{W_м^п}\frac{\varphi_0\,\varphi_п}{\varepsilon_п}\frac{\delta\tau'_0}{\delta\tau'_п} + \frac{1-\varepsilon_0}{\varepsilon_0}\frac{\delta\tau'_0}{\delta\tau'_п}\varphi_п - 1\right]\tau_{п1} + t_н}{(t'_в - t'_н)\frac{\varphi_п}{\delta\tau'_п} + \frac{W'_0}{W_м^п}\frac{\varphi_0\,\varphi_п}{\varepsilon_п}\frac{\delta\tau'_0}{\delta\tau'_п} + \frac{1-\varepsilon_0}{\varepsilon_0}\frac{\delta\tau'_0}{\delta\tau'_п}\varphi_п} - t_2\right\}. \qquad (12.12б)$$

В частном случае при $W_м^п = W_п = \varphi_п W'_п$, подставляя в (12.12б) выражение $\tau_{п2}$ из (12.10б), получаем

$$\rho_I = \frac{\varepsilon_I\,W_м^I}{W'_п\,\delta\tau'_п}\left\{\frac{\left[(t'_в - t'_н)\frac{\varphi_п}{\delta\tau'_п} + \frac{\varphi_0}{\varepsilon_п} + \frac{1-\varepsilon_0}{\varepsilon_0}\frac{\delta\tau'_0}{\delta\tau'_п}\varphi_п - 1\right]\tau_{п1} + t_н}{(t'_в - t'_н)\frac{\varphi_п}{\delta\tau'_п} + \frac{\varphi_0}{\varepsilon_п} + \frac{1-\varepsilon_0}{\varepsilon_0}\frac{\delta\tau'_0}{\delta\tau'_п}\varphi_п} - t_2\right\}. \qquad (12.13б)$$

Выражение (12.14а) с учетом того, что

$$\frac{Q_г}{W_п} = \frac{Q_г}{\varphi_п\,W'_п} = \frac{Q_г\,\delta\tau'_п}{\varphi_п\,Q'_0} = \frac{\rho\delta\tau'_п}{\varphi_п}$$

и аналогично $\frac{Q_1'}{W_п} = \frac{\rho_1 \delta\tau_п'}{\varphi_п}$, может быть записано в следующем виде:

$$\tau_{п1} = \tau_1 - \frac{\rho\delta\tau_п'}{\varphi_п} + \frac{\rho_1 \delta\tau_п'}{\varphi_п}. \qquad (12.14б)$$

Подставляя в (12.14б) выражение ρ_1 из (12.12б), получаем

$$\tau_{п1} = \tau_1 - \frac{\rho\delta\tau_п'}{\varphi_п} + \frac{\varepsilon_1 W_м^1}{\varphi_п W_п'}\left[\frac{(C_1 - 1)\tau_{п1} + t_н}{C_1} - t_2\right],$$

где

$$C_1 = (t_в' - t_н')\frac{\varphi_п}{\delta\tau_п'} + \frac{W_о'}{W_м^п}\frac{\varphi_о \varphi_п}{\varepsilon_п}\frac{\delta\tau_о'}{\delta\tau_п'} + \frac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\frac{\delta\tau_о'}{\delta\tau_п'}\varphi_п. \qquad (12.17а)$$

Отсюда

$$\tau_{п1} = \frac{\tau_1 - \frac{\rho\delta\tau_п'}{\varphi_п} + \frac{\varepsilon_1 W_м^1}{\varphi_п W_п^1}\left(\frac{t_н}{C_1} - t_2\right)}{1 - \frac{\varepsilon_1}{\varphi_п}\frac{W_м^1}{W_п'}\left(1 - \frac{1}{C_1}\right)}. \qquad (12.15б)$$

В частном случае при $W_м^п = W_п = \varphi_п W_п'$, подставляя в (12.14б) ρ_1 из (12.13б), получаем

$$\tau_{п1} = \frac{\tau_1 - \frac{\rho\delta\tau_п'}{\varphi_п} + \frac{\varepsilon_1 W_м^1}{\varphi_п W_п'}\left(\frac{t_н}{C_2} - t_2\right)}{1 - \frac{\varepsilon_1}{\varphi_п}\frac{W_м^1}{W_п'}\left(1 - \frac{1}{C_2}\right)}, \qquad (12.16б)$$

где

$$C_2 = (t_в' - t_н')\frac{\varphi_п}{\delta\tau_п'} + \frac{\varphi_о}{\varepsilon_п} + \frac{1-\varepsilon_о}{\varepsilon_о}\frac{\delta\tau_о'}{\delta\tau_п'}\varphi_п. \qquad (12.17б)$$

Задача расчета режима тепловой подстанции формулируется следующим образом.

Заданы:

1. При расчетной наружной температуре $t_н'$ и $Q_г = 0$:

а) нагрузка отопления $Q_о'$;

б) перепад температур во внешней тепловой сети $\delta\tau_п' = \tau_1' - \tau_2'$;

в) перепад температур в отопительной сети $\delta\tau_о' = \tau_{о1}' - \tau_{о2}'$;

г) внутренняя температура $t_в'$.

2. Температуры холодной воды t_2 и воды, поступающей в систему горячего водоснабжения, t_1.

3. Коэффициент смешения в системах отопления u.

4. Параметр первой ступени подогревателя Φ_1.

Предполагается, что поверхность (параметр) II ступени достаточна для подогрева водопроводной воды до температуры t_1 при $Q_г^м$ и $\tau_1^{мин}$.

5. Относительные расходы сетевой воды во внешней сети $\varphi_п$ и в отопительной сети $\varphi_о$ при произвольных наружных температурах $t_н$ и нагрузках горячего водоснабжения $Q_г$.

Требуется определить при температуре наружного воздуха $t_н$, температуре воды в подающей линии сети τ_1 и относительной нагрузке горячего

водоснабжения ρ относительный расход теплоты на отопление $Q_о/Q_{о.р}$, внутреннюю температуру отапливаемых помещений $t_в$, температуру в обратной линии внешней сети τ_2.

Порядок расчета:

1. Определяется параметр отопительного подогревателя по формуле (12.1б).

2. Определяется меньший из эквивалентов расходов воды в подогревателе отопления: $W_п = \varphi_п \frac{Q'_о}{\delta\tau'_п}$ и $W_о = \varphi_о \frac{Q'_о}{\delta\tau'_о}$.

3. Определяется меньший из эквивалентов расхода воды в I ступени подогревателя горячего водоснабжения: $W_в = Q_г/(t_1 - t_2)$ и $W_п = \varphi_п (Q'_о/\delta\tau'_п)$.

4. Определяются безразмерные удельные тепловые нагрузки системы отопления $\varepsilon_о$ по формуле (8.11) или (11.2), подогревателя отопления $\varepsilon_п$ по формуле (8.9); I ступени подогревателя горячего водоснабжения ε_I по формуле (8.9).

5. Определяется температура сетевой воды перед подогревателем отопления $\tau_{п1}$ по формулам (12.15) или (12.16); предварительно определяется величина C по формуле (12.17).

6. Определяется относительный расход теплоты на отопление $Q_о/Q_{о.р}$ по формулам (12.6б) или (12.7б), в которых вместо τ_1 подставляется величина $\tau_{п1}$ и уточняется $\varepsilon_о$.

7. Находится ρ_I из формулы (12.14б):

$$\rho_I = \rho - \frac{\tau_1 - \tau_{п1}}{\delta\tau'_п}\varphi_п. \qquad (12.17в)$$

8. Находится температура сетевой воды после отопительного подогревателя $\tau_{п2}$ по формуле (12.8б), в которую вместо τ_1 подставляется $\tau_{п1}$.

9. Находится температура сетевой воды после I ступени подогревателя τ_2 по формуле

$$\tau_2 = \tau_{п2} - \frac{Q_I}{W_п} = \tau_{п2} - \frac{\rho_I\,\delta\tau'_п}{\varphi_п}. \qquad (12.18)$$

10. Находится внутренняя температура

$$t_в = t_н + \frac{Q_о}{Q_{о.р}}(t'_в - t_н).$$

11. Проверяется тепловой баланс тепловой подстанции по формуле

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}} = \frac{t'_в - t_н}{t'_в - t'_н} + \rho = \frac{\varphi_п}{\delta\tau'_п}(\tau_1 - \tau_2). \qquad (12.19)$$

Пример 12.2. Дана тепловая подстанция с расчетной нагрузкой отопления $Q'_о = 1,16$ МВт (1 Гкал/ч) при $t'_н = -26$ °C и средней относительной нагрузкой горячего водоснабжения $\rho_{ср} = 0,3$. Система отопления включена по независимой схеме, система горячего водоснабжения — по двухступенчатой последовательной схеме.

Расчетные температуры воды: во внешней сети — отопительный температурный график $\tau'_1 = 150$ °C; $\tau'_2 = 80$ °C; $\delta\tau'_п = 150-80 = 70$ °C; во внутриквартальной сети $\tau'_{о1} = 95$ °C; $\tau'_{о2} = 70$ °C; $\delta\tau'_о = 25$ °C; коэффициент смешения $u = 0$. Температуры воды в системе горячего водоснабжения $t_2 = 5$ °C; $t_1 = 60$ °C. Параметр I ступени подогревателя горячего водоснабжения $\Phi_I = 1,24$ (см. пример 10.1).

Относительные расходы сетевой воды во внешней $\varphi_п$ и внутриквартальной $\varphi_о$ сетях равны единице. Определить режим работы тепловой подстанции при $t''_н = +2,5$ °C ($\tau''_1 = 70$ °C) и относительной нагрузке горячего водоснабжения $\rho_{ср} = 0,3$.

Решение.

1. Определяем параметр отопительного подогревателя.

Поскольку расчетные условия для определения параметра отопительного подогревателя совпадают с условиями примера 12.1 (вариант «б»), принимаем такое же значение $\Phi_п = 1{,}58$.

2. Определяем меньший из эквивалентов расхода воды в отопительном подогревателе:

$$W'_п/W'_о = \delta\tau'_о/\delta\tau'_п = \frac{25}{70} = 0{,}357.$$

Меньшим является эквивалент расхода воды во внешней сети.

3. Определяем меньший из эквивалентов расхода воды в I ступени подогревателя горячего водоснабжения при $\rho = 0{,}3$:

$$\frac{W_в}{W_п} = \frac{\rho}{\varphi_п}\,\frac{\delta\tau'_п}{t_1 - t_2} = \frac{0{,}3}{1}\,\frac{70}{60-5} = 0{,}38.$$

Меньшим является эквивалент расхода водопроводной воды.

4. Условия для определения безразмерных удельных тепловых нагрузок отопительной системы $\varepsilon_о$ и подогревателя отопления $\varepsilon_п$ соответствуют варианту «б» примера 12.1: $\varepsilon_о = 0{,}274$; $\varepsilon_п = 0{,}865$. Для подогревателя I ступени горячего водоснабжения по формуле (8.9)

$$\varepsilon_I = \frac{1}{0{,}35\cdot 0{,}38 + 0{,}65 + \frac{1}{1{,}24}\sqrt{0{,}38}} = 0{,}782.$$

5. Определяем температуру сетевой воды перед подогревателем отопления по формуле (12.16б).

Предварительно находим c_2 по формуле (12.17б):

$$C_2 = (18+26)\frac{1}{70}\left(\frac{1}{0{,}865} + \frac{1-0{,}274}{0{,}274}\,\frac{25}{70}\right) = 2{,}728;$$

$$\tau_{п1} = \frac{70 - \frac{0{,}3\cdot 70}{1} - \frac{0{,}782}{1}\,0{,}38\left(\frac{2{,}5}{2{,}728} - 5\right)}{1 - \frac{0{,}782}{2}\,0{,}38\left(1 - \frac{1}{2{,}728}\right)} = 59\ °C.$$

6. Определяем относительный расход теплоты на отопление по формуле (12.7б), в которую вместо τ_1 подставляем $\tau_{п1}$:

$$\frac{Q_о}{Q_{о.р}} = \frac{59-2{,}5}{18 + 26\left(\frac{70}{0{,}865} + \frac{1-0{,}274}{0{,}274}\,25\right)}\,\frac{18+26}{18-2{,}5} = 0{,}84.$$

Поскольку $(Q_{о.р}/Q_о)^{0{,}2} = (1/0{,}84)^{0{,}2} = 1{,}03$, уточнения значения $\varepsilon_о$, определенной в первом приближении по формуле (11.2) при $Q_{о.р}/Q_о = 1$, не производим.

7. Находим относительную нагрузку I ступени подогревателя по формуле (12.14в)

$$\rho_I = 0{,}3 - \frac{70-59}{70} = 0{,}143.$$

8. Находим температуру сетевой воды после отопительного подогревателя по формуле (12.8б), в которую вместо τ_1 подставляем $\tau_{п1}$:

$$\tau_{п2} = 59 - 0{,}84\,\frac{70}{1}\,\frac{18-2{,}5}{18+26} = 38{,}2\ °C.$$

9. Находим температуру сетевой воды после I ступени подогревателя по формуле (12.18):

$$\tau_2 = 38{,}2 - \frac{0{,}143\cdot 70}{1} = 28{,}2\ °C.$$

10. Внутренняя температура

$$t_в = 2{,}5 + 0{,}84\,(18-2{,}5) = 15{,}5\ °C.$$

11. Проверяем тепловой баланс тепловой подстанции по формуле (12.19):

$$0,84\,\frac{18-2,5}{18+26}+0,3-\frac{1}{70}(70-28,2);$$

$$0,596\approx 0,597.$$

12.3. РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ НЕЗАВИСИМЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ НА ЭВМ

В связи с большой трудоемкостью ручного расчета систем теплоснабжения с независимым присоединением отопления, особенно при двухступенчатой последовательной схеме, были разработаны алгоритм и программа расчета на ЭВМ тепловых подстанций с независимым присоединением системы отопления и любой, в том числе двухступенчатой последовательной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения (рис. 12.3).

Разработанная программа позволяет решать те же задачи, что и программа расчета абонентских вводов с зависимой схемой (§ 10.3).

В результате расчета определяются расходы воды и температуры во всех точках схемы, коэффициенты теплопередачи всех подогревателей, их тепловые нагрузки, нагрузка отопления $Q_о$ (равная нагрузке отопительного подогревателя $Q_{о.п}$); потери напора сетевой и водопроводной воды при максимальной нагрузке горячего водоснабжения; максимально возможный расход сетевой воды на II ступень подогревателя.

Поскольку для независимой схемы диаметр сопла элеватора не оказывает влияния на гидравлический режим тепловой подстанции, в рассматриваемой программе расчета диаметр сопла не определяется.

Алгоритм и программа расчета независимых систем составлены на базе программы для зависимых систем. В программе расчета независимой схемы предусмотрено, что вода, циркулирующая во внутриквартальной сети, проходит в межтрубном пространстве подогревателя. Наличие отопительного подогревателя требует дополнительных исходных данных о типе и числе секций отопительного подогревателя и о расходе воды во внутриквартальной сети.

Расчет тепловой производительности отопительного подогревателя производится по тем же формулам, что и расчет подогревателей горячего водоснабжения:

$$Q_{о.п}=(\tau_{п1}-\tau_{о2})\,\frac{1-\exp\left[-k_{о.п}F_{о.п}\left(\frac{1}{W_п}-\frac{1}{W_о}\right)\right]}{\frac{1}{W_п}-\frac{1}{W_о}\exp\left[-k_{о.п}F_{о.п}\left(\frac{1}{W_п}-\frac{1}{W_о}\right)\right]}, \qquad (12.20)$$

где $F_{о.п}=f_c z_{о.п}$ — поверхность нагрева отопительного подогревателя; f_c и $z_{о.п}$ — поверхность одной секции и их число.

Расчет $Q_{о.п}$ производится итерационным методом, поскольку коэффициент теплопередачи отопительного подогревателя $k_{о.п}$ является функцией заранее неизвестных средних температур теплоносителей. При найденном значении $Q_{о.п}$ определяются температуры теплоносителей на выходе из подогревателя:

$$\tau_{п2}=\tau_{п1}-Q_{о.п}/W_п; \qquad (12.21а)$$

$$\tau_{о1}=\tau_{о2}+Q_{о.п}/W_о. \qquad (12.21б)$$

Значение $Q_{о.п}$ должно быть увязано с определенной предварительной нагрузкой системы отопления $Q_о$, т. е. с заданной степенью точности $\delta Q_{о.п}$ должно соблюдаться равенство $Q_{о.п}=Q_о$. Если это равенство не выполняется, вновь производится расчет системы отопления при новых значениях $\tau_{о1}$ и нагрузки отопительного подогревателя $Q_{о.п}$.

Пример 12.3. Определить расчетный расход сетевой воды на тепловую подстанцию $V_п$ при наружной температуре $t''_н = 2{,}5$ °C ($\tau''_1 = 70$ °C) и при этом расходе определить внутренние температуры $t_в$ при наружных температурах $t_н = -10$ °C ($\tau_1 = 106$ °C) и $t'_н = -26$ °C ($\tau'_1 = 150$ °C).

Исходные данные: расчетная нагрузка отопления $Q'_о = 1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч), параметр $\Phi_о = 18$ кВт/К [15,5 тыс. ккал/(ч·°С)]. Расход во внутриквартальной сети $G_о = 40$ т/ч. Элеваторы отсутствуют, $u = 0$; расчетная внутренняя температура $t'_в = 18$ °C; требуемая температура $t_{вт} = 18$ °C. Расчетная наружная температура $t'_н = -26$ °C. Относительная средняя нагрузка горячего водоснабжения $\rho_{ср} = Q^{ср}_г / Q'_о = 0{,}3$. Суточный график нагрузки горячего водоснабжения состоит из четырех проводов: 6 ч — $Q_г = 0$; 10 ч — $Q_г = Q^{ср}_г$; 4 ч — $Q_г = 1{,}3\,Q^{ср}_г$; 4 ч — $Q_г = 2{,}2Q^{ср}_г$.

Температуры водопроводной воды $t_2 = 5$ °C; $t_1 = 60$ °C. Неравномерность работы регулятора характеризуется величиной $\mu = 1{,}2$.

Подогреватель горячего водоснабжения $D_в = 158$ мм с латунными трубками толщиной $\delta_{ст} = 1$ мм, число секций $z_I = z_{II} = 4$.

Таблица 12.2 к примеру 12.3. **Результаты расчета режимов**

Температура наружного воздуха $t_н$	2,5	−10	−20	−26
Относительная нагрузка отопления $\overline{Q}_о$	0,354	0,636	0,864	1,0
Температура во внешней сети, °C: перед вводом τ_1	78,81	110,00	135,27	150,08
перед отопительным подогревателем $\tau_{п1}$ при:				
$Q_г = 0$	78,81	110,00	135,27	150,08
$Q_г = Q^{ср}_г$	72,81	109,36	135,27	150,08
$Q_г = Q^{м}_г$	56,14	96,00	128,64	148,36
после отопительного подогревателя $\tau_{п2}$ при:				
$Q_г = 0$	50,23	63,92	74,36	80,26
$Q_г = Q^{ср}_г$	48,03	63,64	74,28	80,16
$Q_г = Q^{м}_г$	40,63	58,53	71,71	79,48
после ввода τ_2 при:				
$Q_г = 0$	50,23	63,92	74,36	80,26
$Q_г = Q^{ср}_г$	33,70	43,27	53,24	59,12
$Q_г = Q^{м}_г$	22,05	28,32	32,77	35,27

Продолжение табл. 12.2

Температура в квартальной сети, °C:				
после подогревателя $\tau_{о1}$ при:				
$Q_г = 0$	69,02	95,57	117,18	129,89
$Q_г = Q^{ср}_г$	64,49	95,03	117,14	129,85
$Q_г = Q^{м}_г$	50,87	84,25	111,79	128,44
перед подогревателем $\tau_{о2}$ при:				
$Q_г = 0$	44,55	56,10	65,01	70,10
$Q_г = Q^{ср}_г$	42,48	55,80	64,91	69,98
$Q_г = Q^{м}_г$	36,02	50,99	62,39	69,27
Температура в помещении $t_в$, °C	18,17	17,95	17,98	17,88

Таблица 12.3 к примеру 12.4. **Результаты расчета температурного графика**

Температура наружного воздуха $t_н$, °C	2,5				—10				—26			
Внутренняя температура $t_в$, °C	17,92				20,7				23,54			
Предельный расход сетевой воды на II ступень подогревателя $G_{II}^{пред}$, т/ч	52,73				52,73				52,73			
Нагрузка горячего водоснабжения $Q_г$:												
МВт	0	0,35	0,45	0,76	0	0,35	0,45	0,76	0	0,35	0,45	0,76
Гкал/ч	0	0,30	0,39	0,66	0	0,30	0,39	0,66	0	0,30	0,39	0,66
Тепловая производительность системы отопления $Q_о$:												
МВт	0,463	0,419	0,392	0,306	0,824	0,821	0,820	0,745	1,311	1,305	1,303	1,302
Гкал/ч	0,399	0,361	0,338	0,264	0,710	0,708	0,707	0,642	1,130	1,125	1,123	1,122
Среднесуточная тепловая производительность $Q_о^{ср}$:												
МВт	0,407				0,810				1,306			
Гкал/ч	0,351				0,698				1,126			
Отопительный подогреватель												
Температура воды после системы стопления $\tau_{о2}$, °C	43,86	41,97	40,81	36,88	60,84	60,73	60,68	57,86	80,42	80,12	79,99	79,93
Коэффициент теплопередачи $k_{о.п}$:												
кВт/(м²·К)	1,951	1,941	1,931	1,900	2,038	2,038	2,038	2,086	2,525	2,522	2,521	2,521
ккал/(м²·ч·°C)	1682	1673	1665	1638	1757	1757	1757	1798	2177	2174	2173	2173
Тепловая производительность $Q_{о.п}$:												
МВт	0,456	0,411	0,389	0,303	0,817	0,818	0,819	0,744	1,291	1,297	1,298	1,299
Гкал/ч	0,393	0,354	0,335	0,261	0,704	0,705	0,706	0,641	1,113	1,118	1,119	1,120

Температура сетевой воды перед подогревателем $\tau_{п1}$, °C	70,0	64,92	62,37	52,95	106	106	106	98,56	150	150	150	150
Температура сетевой воды после подогревателя $\tau_{п2}$, °C	47,61	45,61	44,39	40,06	65,96	65,86	65,82	62,88	86,66	86,40	86,30	86,25
Температура сетевой воды в подающей линии внутриквартальной сети τ_{01}, °C	53,69	50,83	49,19	43,4	78,44	78,36	78,33	73,90	108,25	108,06	107,98	107,95
Расход сетевой воды $G_{н}$, т/ч	17,58	18,31	18,67	20,14	17,58	17,58	17,58	17,98	17,58	17,58	17,58	17,58
Коэффициент теплопередачи k_{I}:												
кВт/(м²·К)	0	0,744	0,831	1,009	0	0,798	0,907	1,075	0	0,749	0,859	1,104
ккал/(м²·ч·°С)	0	641	716	870	0	688	782	927	0	645,8	740,6	951,3
I ступень подогревателя												
Тепловая нагрузка Q_{I}:												
МВт	0	0,239	0,286	0,371	0	0,349	0,450	0,614	0	0,35	0,45	0,76
Гкал/ч	0	0,206	0,247	0,320	0	0.301	0,388	0,529	0	0.30	0,39	0,66
Температура сетевой воды на выходе τ_2, °C	47,61	34,37	31,14	24,18	65,96	48,70	43,74	33,47	86,66	69,31	64,10	48,61
Температура водопроводной воды на выходе $t_{п}$, °C	5,0	42,73	39,90	31,65	5,0	62,6	62,6	49,06	5,0	84,97	83,34	73,96
II ступень подогревателя												
Коэффициент теплопередачи k_{II}:												
кВт/(м²·К)	0	0,482	0,638	1,122	0	0	0	0,417	0	0	0	0
ккал/(м²·ч·°С)	0	415,1	549,7	967,2	0	0	0	360	0	0	0	0
Расход сетевой воды G_{II}, т/ч	0	4,39	6,59	15,38	0	0	0	2,42	0	0	0	0
Тепловая нагрузка Q_{II}:												
МВт	0	0,108	0,165	0,398	0	0	0	0,155	0	0	0	0
Гкал/ч	0	0,093	0,142	0,343	0	0	0	0,134	0	0	0	0
Температура сетевой воды на ввод τ_1, °C	70,0	70,0	70,0	70,0	106	106	106	106	150	150	150	150
Температура сетевой воды на выходе $\tau_{г}$, °C	0	48,82	48,38	47,68	0	106	106	50,67	150	150	150	150

Продолжение табл. 12.3 к примеру 12.4

Температура водопроводной воды на горячее водоснабжение, t_1, °C	0	59,79	60,0	60,26	0	62,6	62,6	60,20	0	84,97	83,34	73,96
Нагрузка горячего водоснабжения $Q_г$:												
МВт	0	0,347	0,452	0,769	0	0,350	0,444	0,768	0	0,35	0,45	0,76
Гкал/ч	0	0,299	0,390	0,663	0	0.302	0,388	0,662	0	0,30	0,39	0,66
Расход водопроводной воды $G_в$, т/ч	0	5,45	7,09	12,0	0	5,24	7,09	12,0	0	3,76	4,98	9,59
Потери напора, м:												
сетевой воды во II ступени ΔH_c^I	0,931				0,742				0,709			
сетевой воды во II ступени ΔH_c^{II}	0,553				0,014				0			
Сумма ΔH_c	1,484				0,756				0,709			
сетевой воды в отопительном подогревателе $\Delta H_c^{о,п}$	2,644				2,107				2,014			
Суммарные сетевой воды ΔH_c	4,128				2,863				2,723			
водопроводной воды в I ступени $\Delta H_в^I$	0,729				0,729				0,466			
водопроводной воды во II ступени $\Delta H_в^{II}$	0,743				0,743				0,475			
Сумма $АH_в$	1,472				1,472				0,941			
в межтрубном пространстве отопительного подогревателя $\Delta H_о^{о.п}$	3,739				3,739				3,739			

Отопительный подогреватель $D_в = 158$ мм, $\delta_{ст} = 1{,}4$ мм, $z_{о.п} = 4$.

Максимальный расход сетевой воды на II ступень подогревателя не ограничивается.

Результаты расчета на ЭВМ тепловой подстанции при заданных условиях представлены в таблице.

Пример 12.4. Рассчитать температурный график сети для тепловой подстанции с независимой схемой присоединения систем отопления.

Исходные данные: расход сетевой воды на подстанцию $G_п = 14\,300$ кг/ч равен расходу воды на ввод при отопительном температурном графике 150—80 °С и отсутствии нагрузки горячего водоснабжения. На вводах установлены элеваторы с коэффициентом смешения $u = 1{,}4$. Расход воды во внутриквартальной сети $G_о = 16\,700$ кг/ч. Число секций отопительного подогревателя $z_{о.п} = 7$. Остальные исходные данные такие же, как и в предыдущем примере. Требуется определить температуру воды в подающей линии при четырех значениях температур наружного воздуха: $t_н = 2{,}5$; −10; —20; −26 °С. Результаты расчета на ЭВМ приведены в таблице.

12.4. РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ТЕПЛОВЫХ ПОДСТАНЦИЙ С НЕЗАВИСИМОЙ СХЕМОЙ

12.4.1. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ОТОПИТЕЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ПОДСТАНЦИЙ

Как известно, поверхность отопительного подогревателя должна проверяться при температуре излома графика, поскольку при этих условиях имеет место минимальное значение коэффициента теплопередачи. Результаты расчетов при отопительном температурном графике ($\tau_1'' = 70$ °С при $t_н'' = +2{,}5$ °С), представленные на рис. 12.6, показывают, что расчетная поверхность подогревателя (число секций $z^р_{оп}$), обеспечивая

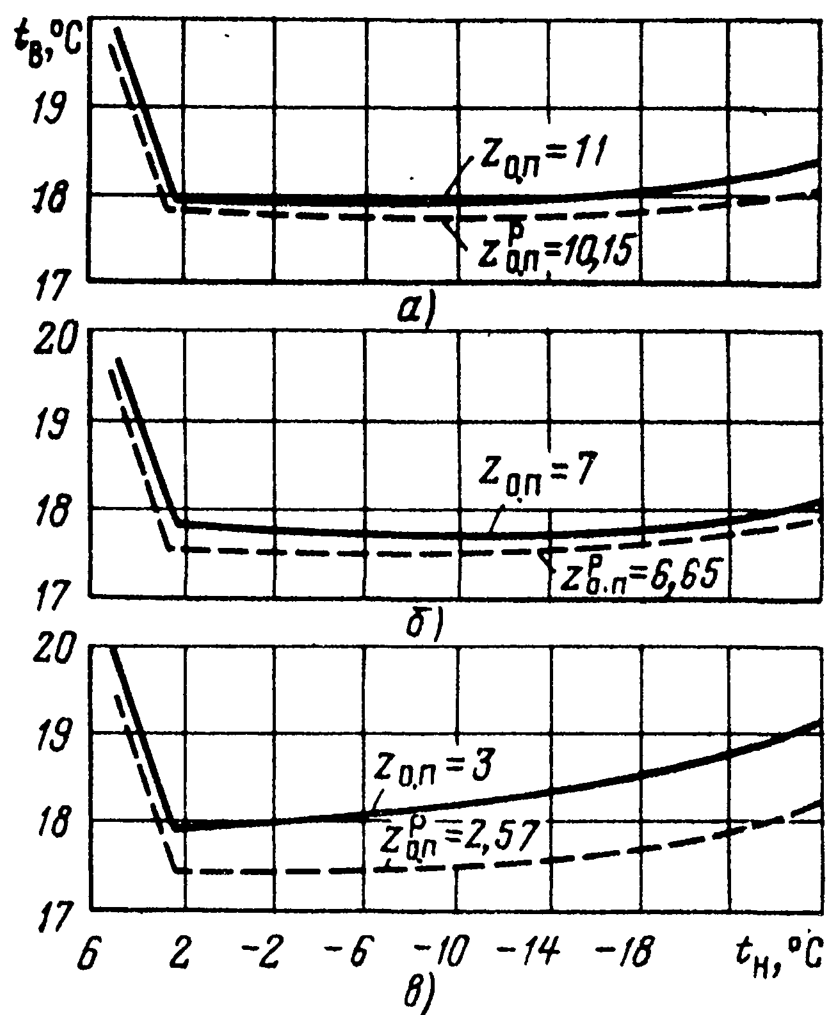


Рис. 12.6. Режимы отопительной тепловой подстанции при отопительном температурном графике:

$z^р_{о.п}$ — расчетное число секций отопительного подогревателя; $Z_{о.п}$ — округленное число секций

	$V_п$, м³/ч	τ'_{01}, °С	$V_о$, м³/ч	u
а . . .	14,3	140	14,3	1,8
б . . .	14,3	130	16,7	1,4
в. . . .	14,3	95	40,0	0

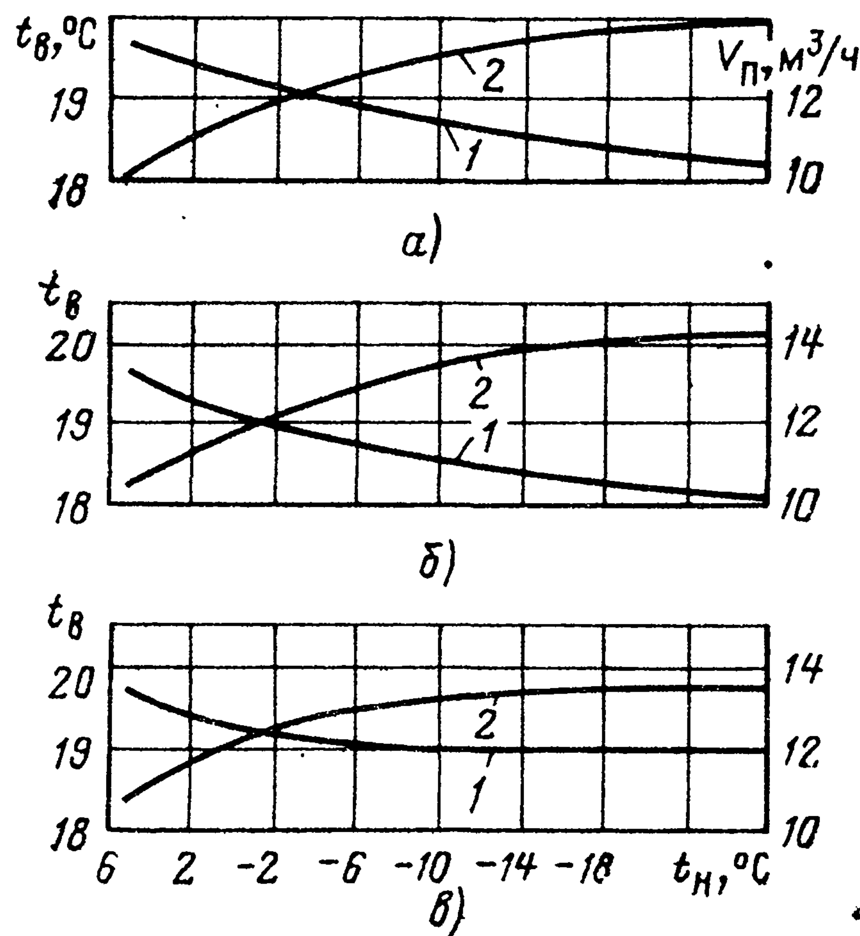


Рис. 12.7. Режимы отопительной тепловой подстанции при повышенном температурном графике:

	τ'_{01}, °С	$V_о$, м³/ч	u	$Z_{о.п}$ секций
а . . .	140	14,3	1,8	11
б . . .	130	16,7	1,4	7
в. . . .	95	40,0	0	3

1 — значение $t_в$ при $V_п = 14{,}3$ м³/ч = const; *2* — значение $V_п$, обеспечивающее $t_в = 18$ °С = const

требуемую температуру $t_в$ при расчетной наружной температуре, недостаточна при повышенных наружных температурах. Это приводит к некоторому снижению $t_в$, величина которого при $t''_н = +2,5$ °С ($\tau''_1 = 70$ °С) достигает 0,5 °С. Округление числа секций до ближайшего большего целого числа приводит, как видно из рис. 12.6, к определенному повышению внутренней температуры во всем диапазоне $t_н$.

При повышенном температурном графике сети ($\tau''_1 = 70$ °С при $t''_н = 5$ °С) внутренняя температура возрастает по мере повышения наружной температуры (рис. 12.7). Поэтому для поддержания постоянных значений $t_в$ при всех наружных температурах расход сетевой воды должен снижаться по мере увеличения $t_н$ примерно от 14 м³/ч при $t'_н$ до 10—10,5 м³/ч при $t''_н$.

12.4.2. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ТЕПЛОВЫХ ПОДСТАНЦИЙ С НАГРУЗКОЙ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Для оценки работы тепловых подстанций с нагрузкой горячего водоснабжения, включенной по двухступенчатой последовательной схеме, были проведены расчеты режимов работы тепловых подстанций с относительной нагрузкой горячего водоснабжения $\rho_{ср} = 0$; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5. Тип и число секций подогревателей горячего водоснабжения I и II ступеней принимались равными расчетным, определенным в табл. 12.4

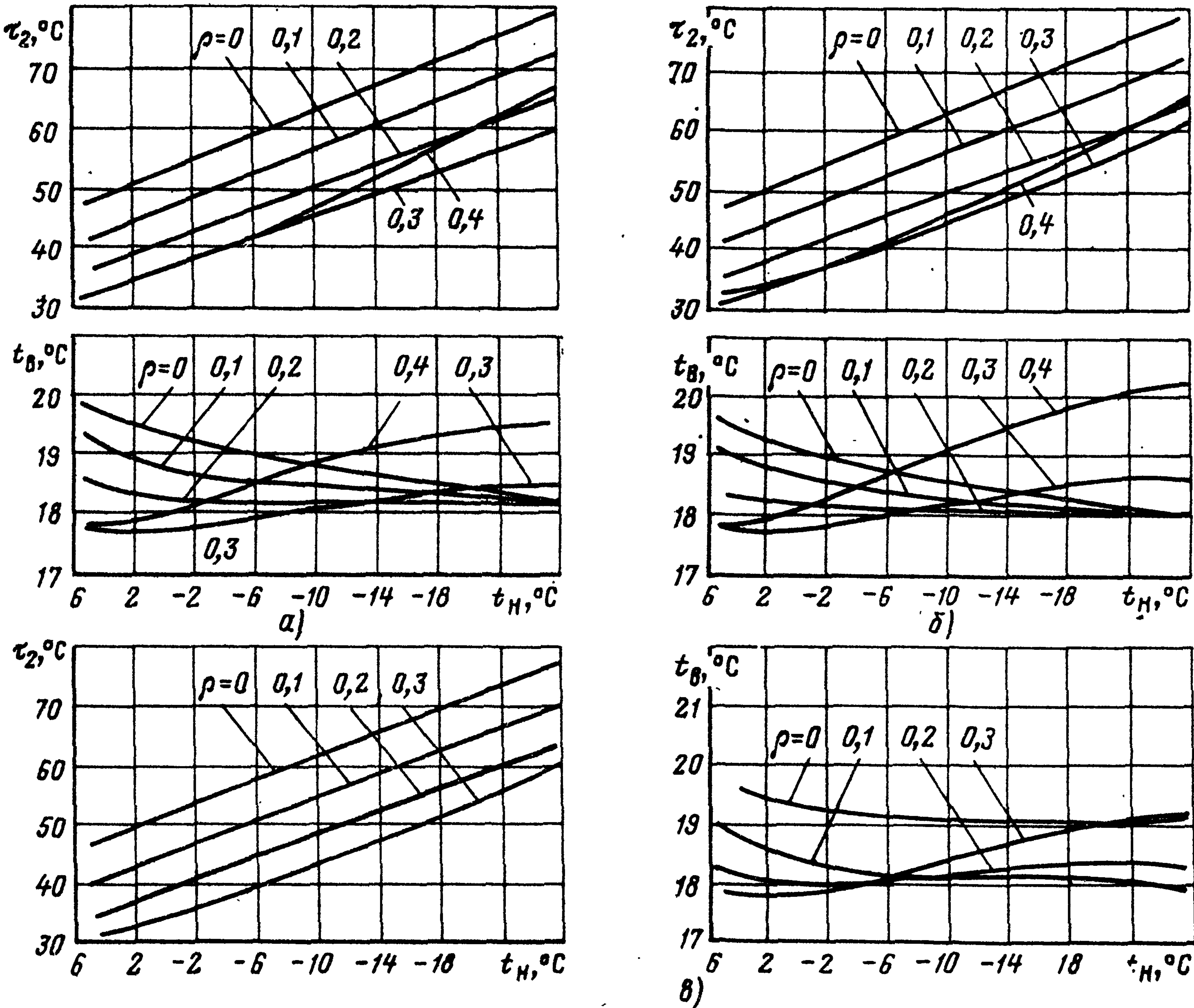


Рис. 12.8. Режимы тепловой подстанции с независимой схемой отопления и двухступенчатой последовательной схемой горячего водоснабжения при повышенном температурном графике:

$Q'_0 = 1,16$ МВт (1 Гкал/ч)

	τ'_{01}	$z_{о.п}$
а	140	11
б	130	7
в	95	3

ρ	0	0,1	0,2	0,3	0,4
z_{I}	0	2	3	4	4
z_{II}	0	2	3	5	7

Таблица 12.4. **Результаты расчета подогревателей горячего водоснабжения для тепловой подстанции с расчетной нагрузкой отопления $Q_o' = 1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч)**

Температурный график сети: $t_н' = -26$ °С; $\tau_1' = 150$ °С; $t_н'' = +5$ °С; $\tau_1'' = 70$ °С; суточному графику нагрузки водоснабжения $Q_г/Q_г^{ср}$ соответствует 0; 1; 1,3; 2,2; число часов — соответственно 6; 10; 4; 4

Расчетный недогрев сетевой воды в I ступени подогревателя при $t_н''$ и $Q_г^{ср}$, δt, °С	Параметр	Относительная нагрузка горячего водоснабжения $Q_г^{ср}/Q_o'$									
		0,1		0,2		0,3		0,4		0,5	
8	Заданная максимальная потеря напора сетевой воды $\Delta H_{мт}^{макс}$ при $t_н''$ и $Q_г^м$, м	≤4	>4	≤4	>4	≤4	>4	≤4	>4	≤4	>4
	Тип подогревателя (диаметр корпуса) D, мм	100	89	150	100	150	100	150	100	200	150
	Число секций I ступени z_I	2	2	2	3	3	3	4	4	3	4
	II ступени z_{II}	2	2	3	3	5	5	7	7	8	10
	Суммарные потери напора в обеих ступенях подогревателя при $t_н''$ и $Q_г^м$, м: сетевой воды в межтрубном пространстве $\Delta H_{мт}$	2,15	6,54	0,61	4,35	1,27	7,55	2,2	13,08	1,03	3,45
	водопроводной воды в трубах $\Delta H_т$	0,31	0,78	0,41	1,86	1,48	5,58	3,61	13,65	1,62	7,18
6	Заданная максимальная потеря напора сетевой воды $\Delta H_{мт}^{макс}$ при $t_н''$ и $Q_г^м$, м	≤4	>4	≤4	>4	≤4	>4	≤4	>4	≤4	>4
	Тип подогревателя (диаметр корпуса) D, мм	150	—	150	100	150	100	150	100	200	150
	Число секций: I ступени z_I	2	—	3	3	4	4	4	5	4	5
	II ступени z_{II}	2	—	3	3	5	5	7	7	9	11
	Суммарные потери напора в обеих ступенях подогревателя при $t_н''$ и $Q_г^м$, м: сетевой воды в межтрубном пространстве $\Delta H_{мт}$	0,18	—	0,699	4,16	1,35	8,01	2,05	13,32	1,12	3,65
	водопроводной воды в трубах $\Delta H_т$	0,08	—	0,491	1,86	1,66	6,27	3,61	14,88	1,92	8,21

при недогреве $\delta t = 6$ °C. Для каждого значения $\rho_{ср}$ расчеты проводились при трех значениях расчетной температуры воды во внутриквартальной сети: 140, 130, 95 °C. Число секций отопительного подогревателя с диаметром корпуса $D = 150$ мм принималось при этом соответственно равным 11, 7 и 3 независимо от величины $\rho_{ср}$. При каждом варианте расчета сначала определялся требуемый расход сетевой воды. Этот расход определялся при $t_н'$ и при $t_н''$. Принималось наибольшее из полученных значений. Затем при принятом расходе сетевой воды определялись внутренние температуры отапливаемых помещений и температуры обратной сетевой воды при средней нагрузке горячего водоснабжения для температур наружного воздуха в диапазоне $t_н = -26 \div +5$ °C. Суточный график нагрузки горячего водоснабжения принимался обычным: 6 ч — $Q_г = 0$; 10 ч — $Q_г = Q_г^{ср}$; 4 ч — $Q_г = 1{,}3Q_г^{ср}$; 4 ч — $Q_г = Q_г^{м} = 2{,}2Q_г^{ср}$.

Учитывалась также неравномерность работы регулятора расхода. Результаты расчета, представленные на рис. 12.8, показывают, что при определенном температурном графике внешней тепловой сети и всех рассмотренных температурных графиках вну-

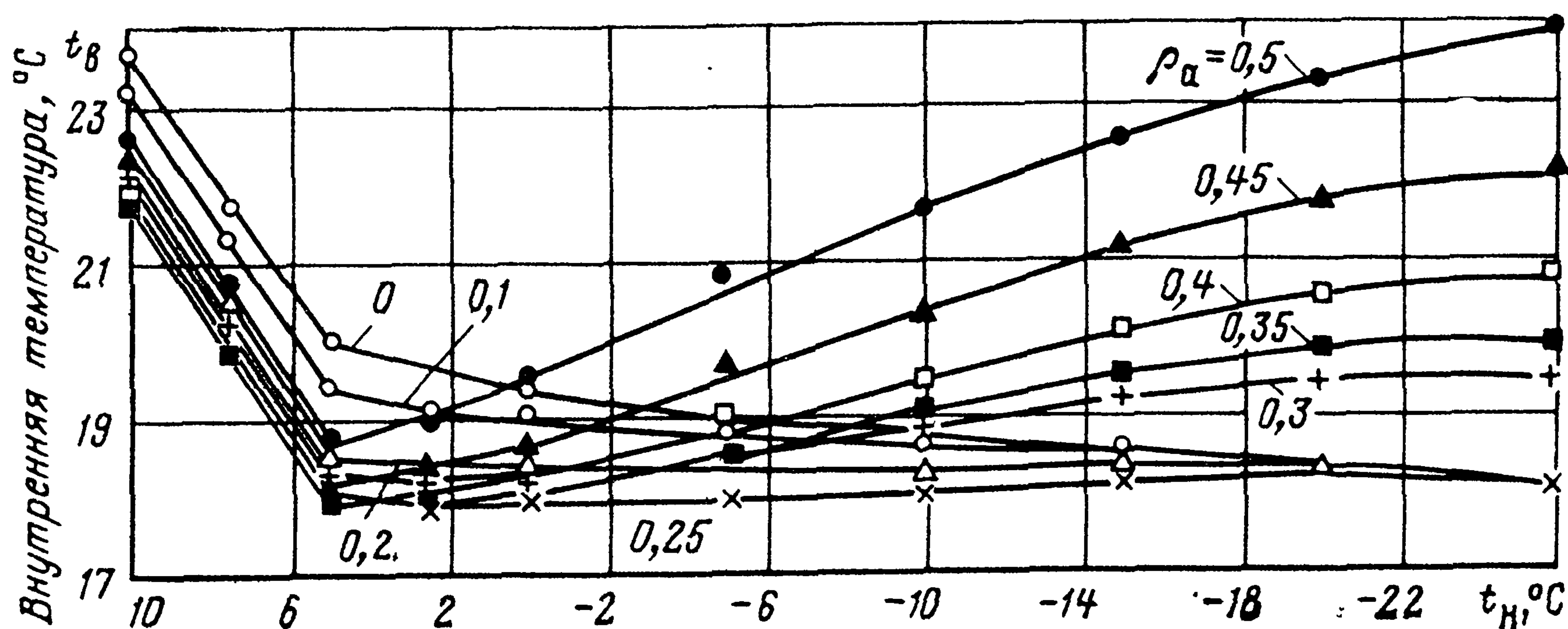


Рис. 12.9. Режимы тепловой подстанции с зависимой схемой отопления и двухступенчатой последовательной схемой горячего водоснабжения при повышенном температурном графике ($\rho_р = 0{,}25$)

триквартальной сети относительная нагрузка горячего водоснабжения влияет на работу тепловой подстанции с независимой схемой точно так же,как и при независимой схеме (см. § 9.6, 9.7).

При значениях $\rho_{ср} = 0$; 0,1; 0,2 больший расход сетевой воды требуется при $t_н'' = -26$ °C. Поэтому при всех остальных наружных температурах этот расход является избыточным и, поскольку местное регулирование расхода теплоты на отопление отсутствует, внутренняя температура отапливаемых помещений повышается.

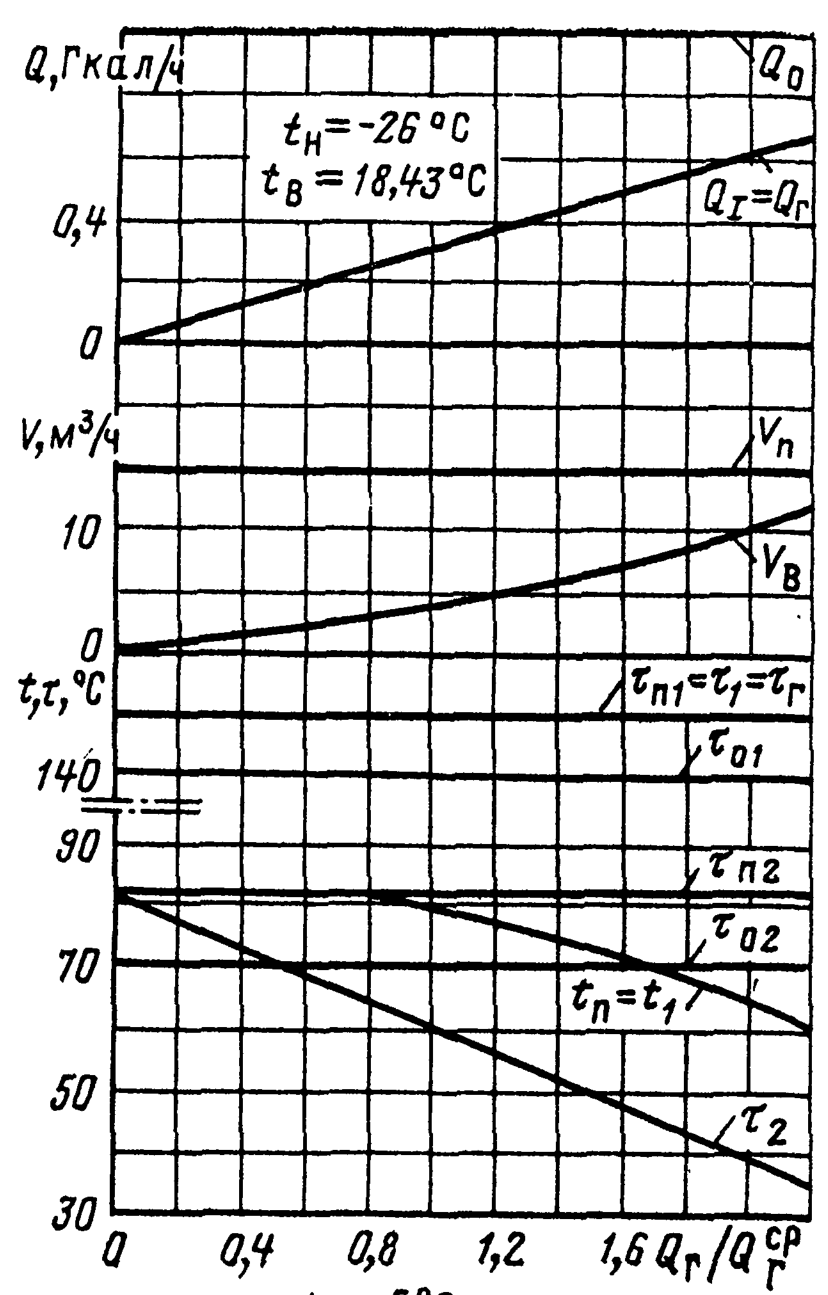
При значениях $\rho = 0{,}3$ и 0,4 больший расход сетевой воды требуется при $t_н'' = +5$° С. Поэтому при всех более низких наружных температурах внутренняя температура повышается. Наименьшие изменения внутренней температуры в течение отопительного сезона имеют место у абонентов с $\rho_{аб} = 0{,}2 \div 0{,}3$. Поэтому можно считать, что температурный график со срезкой $\tau_1'' = 70$ °C при $t_н'' = +5$ °C рассчитан на типового абонента с $\rho \approx 0{,}25$.

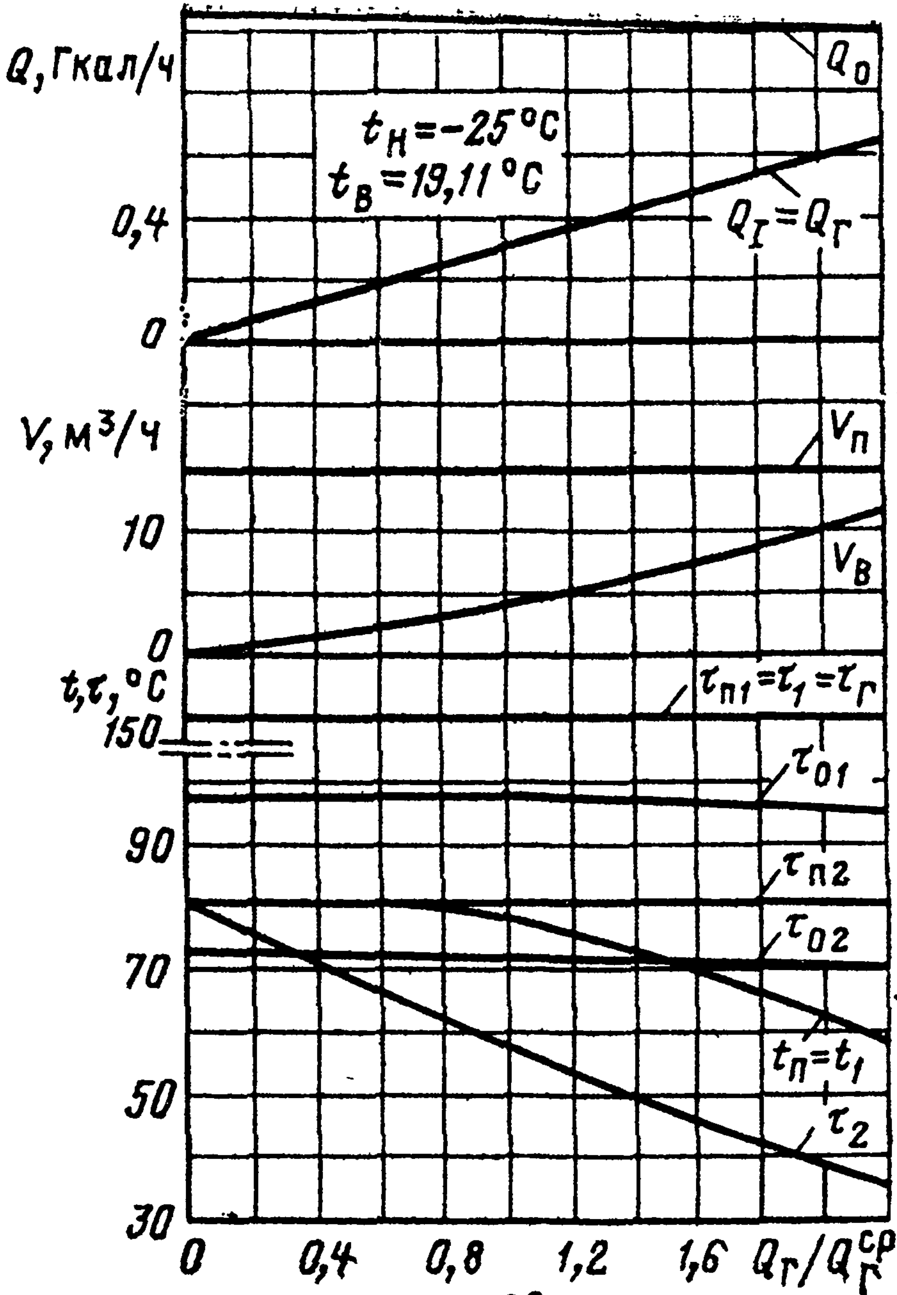
Проведенные расчеты температурных графиков при различных значениях ρ для зависимой схемы присоединения системы отопления показывают, что график со срезкой $\tau_1'' = 70$ °C при $t_н'' = +5$ °C соответствует графику, рассчитанному при $\rho = 0{,}25$, т. е. тому же значению ρ, что и при независимой схеме.

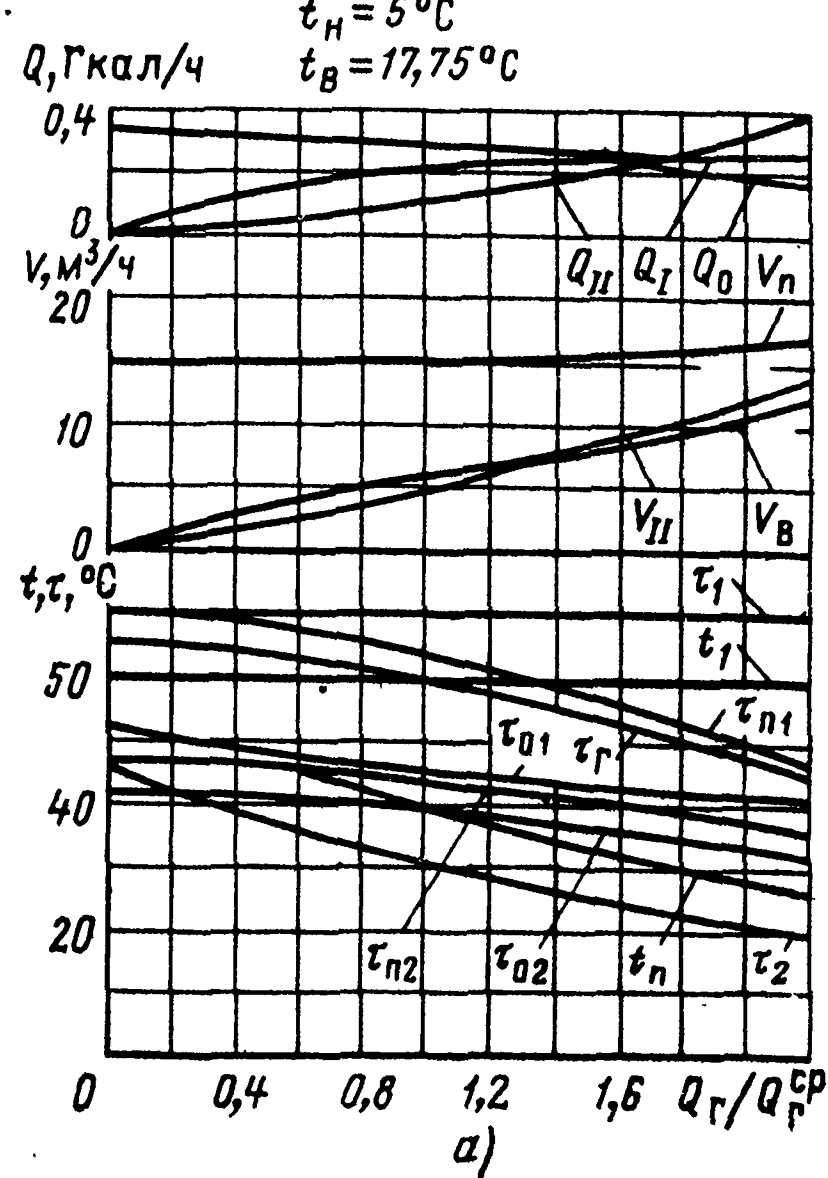
Поэтому можно сделать вывод, что требуемый температурный график тепловой сети зависит в основном от величины ρ и мало зависит от того, является ли схема присоединения систем отопления зависимой или независимой. Режимы работы тепловых подстанций с другими значениями ρ при этом температурном графике также практически не зависят от того, является ли схема зависимой или независимой (рис. 12.8 и 12.9).

12.4.3. ВЛИЯНИЕ СУТОЧНОГО ГРАФИКА НАГРУЗКИ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

На рис. 12.10 представлены зависимости от суточного изменения нагрузки горячего водоснабжения (в диапазоне от $Q_г = 0$ до $Q_г^{м} = 2{,}2Q_г^{ср}$) всех параметров тепловых подстанций при двух крайних значениях наружных температур $t_н' = -26$ °C и $t_н'' = +5$ °C и двух рассматриваемых температурных графиках во внутриквартальной сети $\tau_{01}' = 140$ и 95 °C.







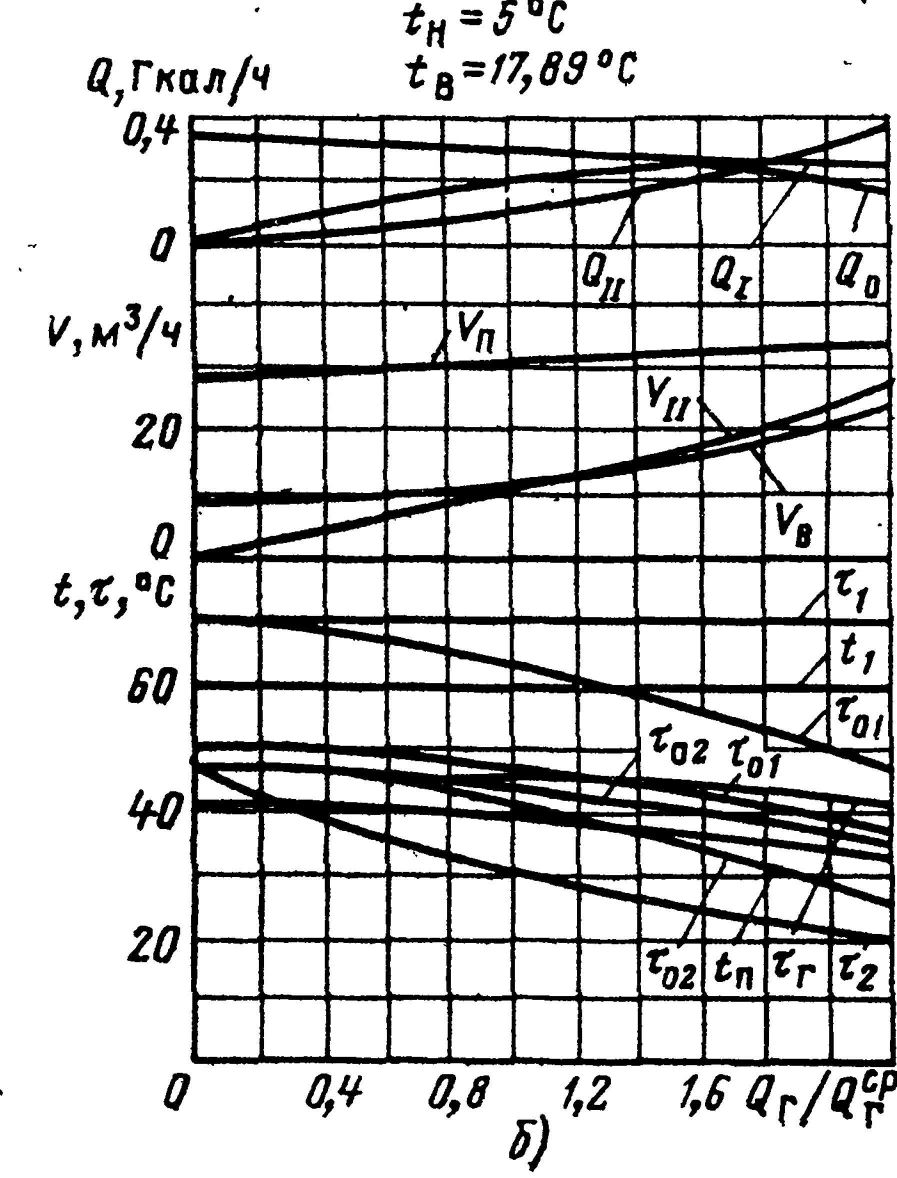


Рис. 12.10. Влияние нагрузки горячего водоснабжения на режим работы тепловой подстанции с независимым присоединением системы отопления и двухступенчатой последовательной схемой горячего водоснабжения:

$Q_0' = 1$ Гкал/ч (1,16 МВт); $\rho_{ср} = 0,3$; $\rho_{макс} = 0,66$; подогреватель горячего водоснабжения $D = 150$ мм; $z_I = 4$; $z_{II} = 5$

	а	б
τ'_{01}	140	95
$z_{о.п}$	11	3

Результаты расчетов показывают, что при $t'_н = -26$ °С нагрев водопроводной воды имеет место целиком в I ступени подогревателя. При этом при нагрузках, меньших максимальной, температура нагретой водопроводной воды превышает 60 °С. Температуры воды в элементах установки мало зависят от температурного графика во внутриквартальной сети.

12.4.4. ВЛИЯНИЕ ТИПА И ЧИСЛА СЕКЦИЙ ОТОПИТЕЛЬНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ И ПОДОГРЕВАТЕЛЯ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Как показано выше (в § 9.7), изменение типа (диаметра корпуса) подогревателя горячего водоснабжения при неизменном числе секций каждой ступени практически не оказывает влияния на режим работы тепловой подстанции, поскольку изменение поверхности подогревателя компенсируется соответствующим изменением коэффициента теплопередачи. Изменяется лишь потеря напора в подогревателе.

Аналогичные результаты были получены при исследовании влияния типа подогревателя отопления на режим работы тепловой подстанции. Как показывают приведенные на рис. 12.11 результаты расчетов (условия расчетов указаны в подрисуночной надписи), снижение диаметра корпуса подогревателя от 250 до 100 мм, чему соответствует снижение поверхности нагрева от 150 до 25 м², приводит к снижению внутренней температуры всего на 1—0,5 °С при всех наружных температурах.

При этом потери напора сетевой воды в подогревателе возрастают от 0,25 до 7,5 м. Таким образом, при наличии на тепловой подстанции достаточного располагаемого напора поверхность подогревателей может быть значительно снижена за счет уменьшения диаметра корпуса подогревателей как горячего водоснабжения, так и отопления.

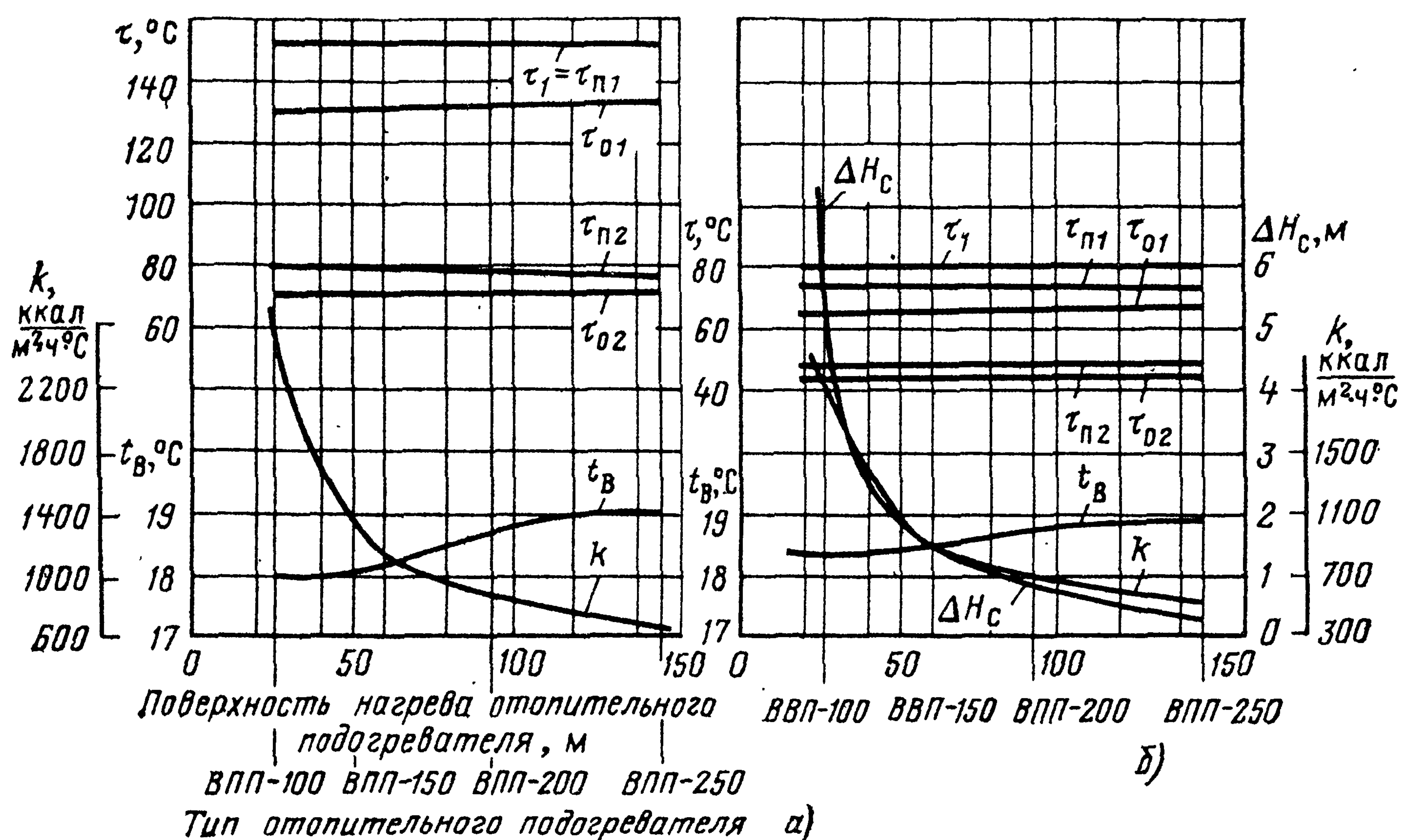
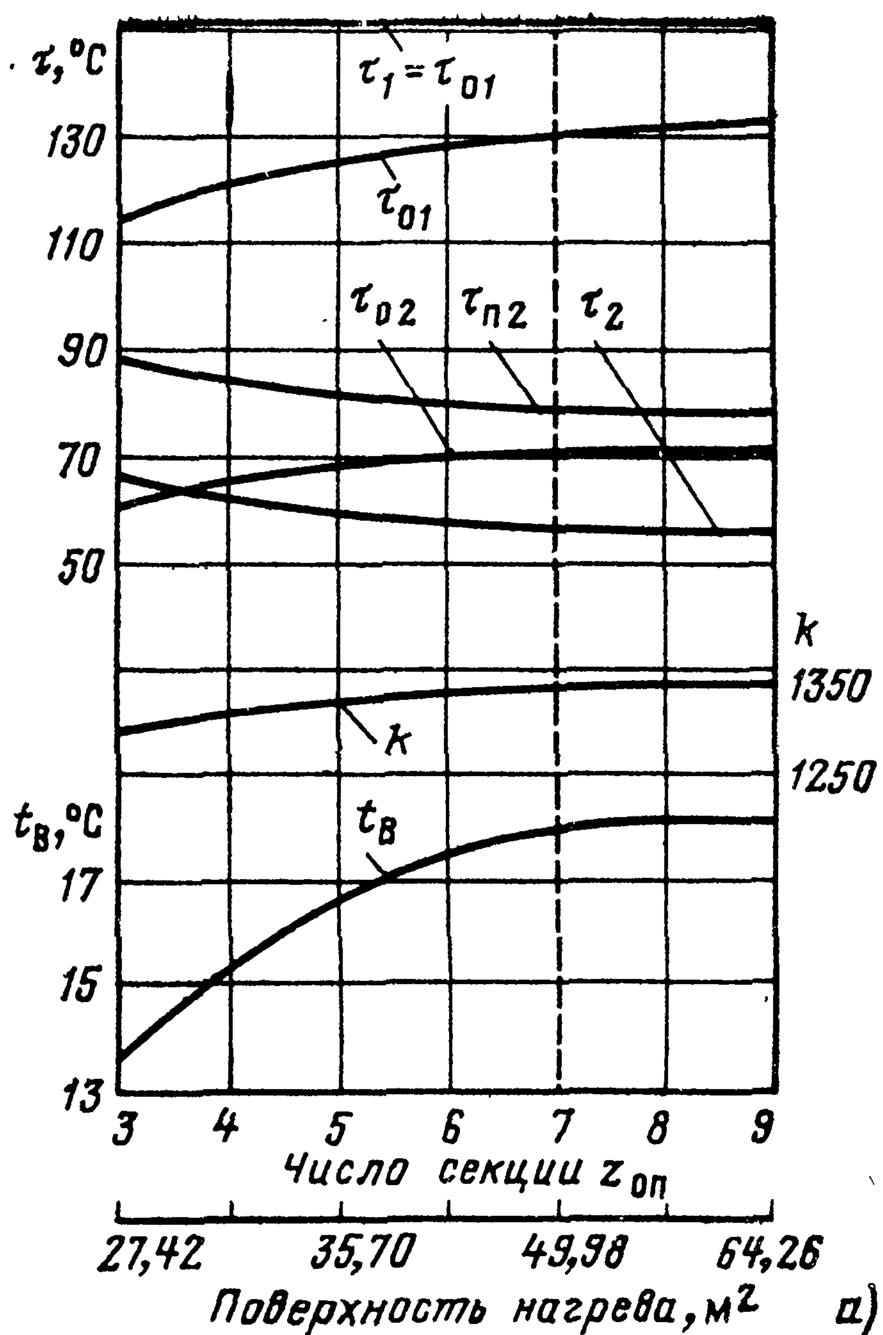


Рис. 12.11. Влияние типа отопительного подогревателя на режимы работы тепловой подстанции:

$Q'_0 = 1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч); $\rho_{ср}=0{,}3$; расходы воды: во внешней сети $V=13{,}78$ м³/ч, во внутриквартальной сети $V_0=16{,}7$ м³/ч; подогреватель горячего водоснабжения ВВП-150; $z_I=z_{II}=4$; число секций отопительного подогревателя $z_{о.п}=7$; $а$ — $t'_н=-26$ °С; $б$ — $t''_н=+2{,}5$ °С

Уменьшение поверхности подогревателя за счет уменьшения числа секций приводит к снижению расхода теплоты на отопление и внутренней температуры (рис. 12.12). При расчетной наружной температуре сокращение числа секций от семи до шести приводит к снижению $t_в$ на 0,5 °С, снижение до пяти секций — на 1,5 °С, до четырех секций — на 2,5 °С. Увеличение числа секций против расчетного не приводит к заметному изменению внутренней температуры. Увеличение числа секций первой ступени подогревателя горячего водоснабжения от четырех до шести позволяет, как это видно из рис. 12.13, уменьшить расчетные расходы сетевой воды примерно на 3 % и для зависимой, и для независимой схем. Дальнейшее увеличение числа секций до восьми не оказывает заметного влияния на расход и температуру обратной сетевой воды.



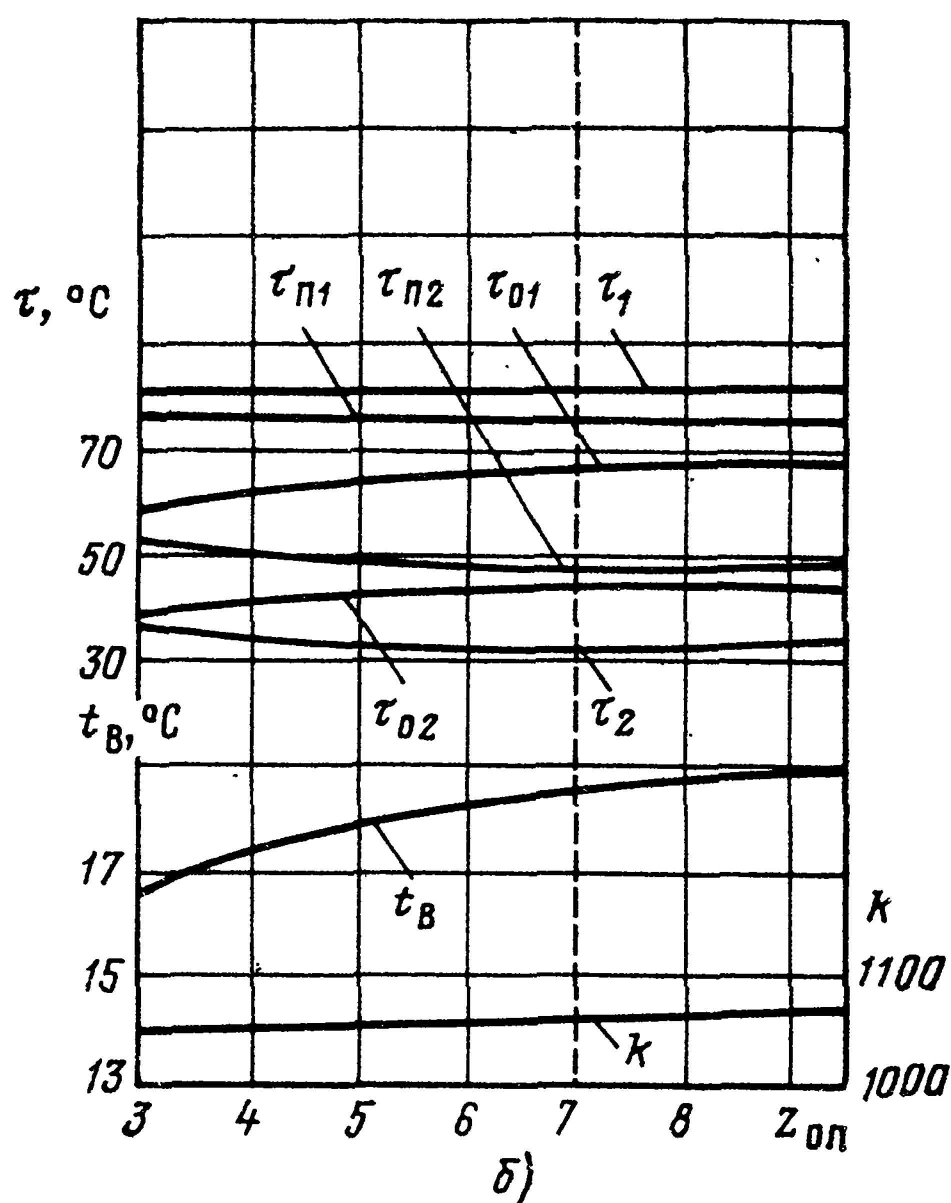
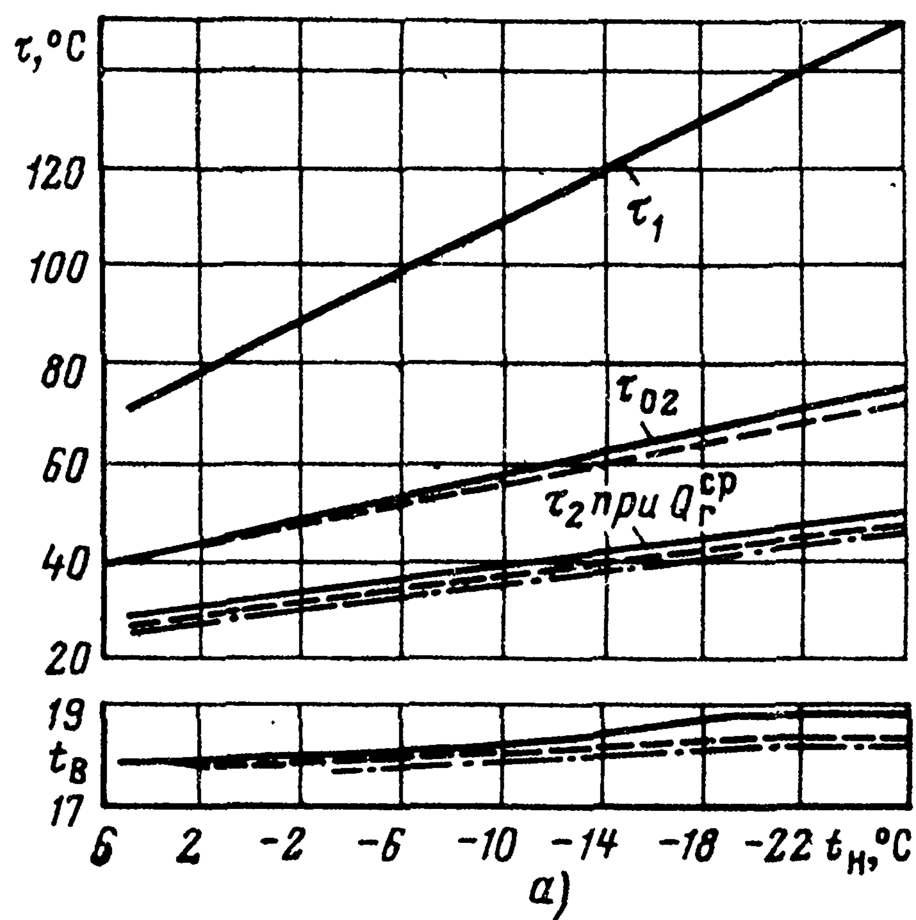


Рис. 12.12. Влияние числа секций отопительного подогревателя на режим работы тепловой подстанции:

подогреватель отопления типа ВВП-150; условия и обозначения те же, что и на рис. 11.13



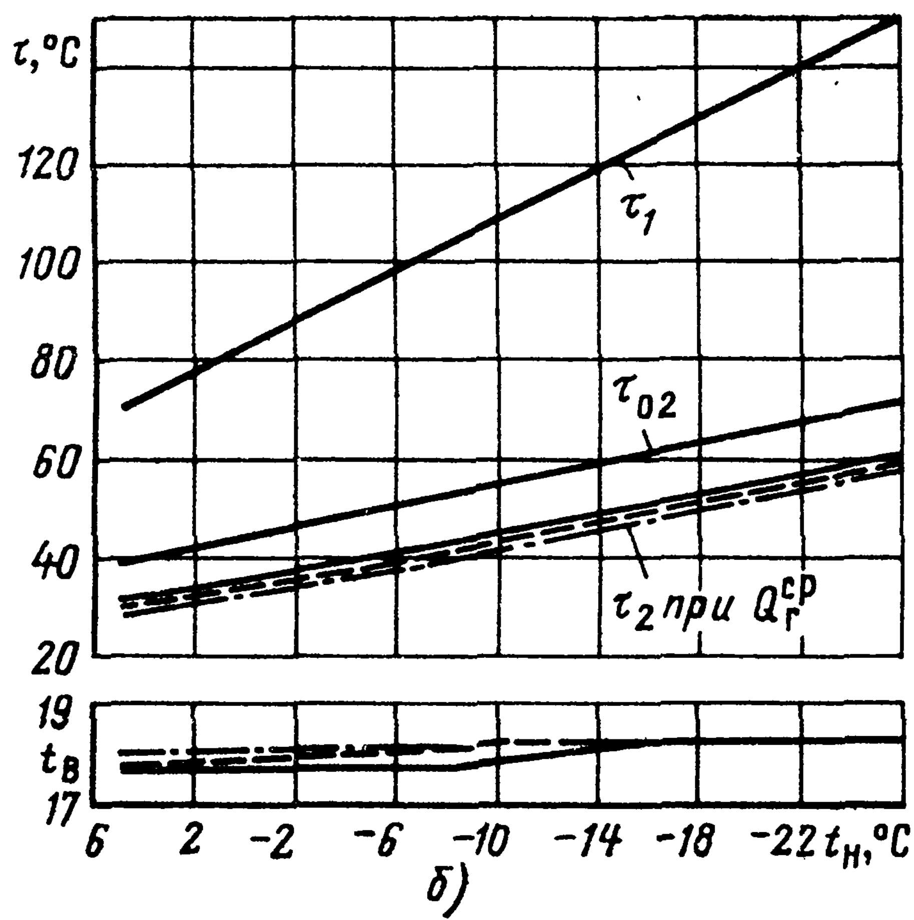


Рис. 12.13. Влияние числа секций I ступени подогревателя горячего водоснабжения на требуемый расход сетевой воды и режимы работы тепловой подстанции при зависимом и независимом присоединении системы отопления:

$Q_0' = 1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч); $\rho = 0{,}3$; $z_{II} = 5 = \text{const}$; сплошная линия — $z_I = 4$; штриховая линия — $z_I = 6$; штрихпунктирная линия — $z_I = 8$; *а* — зависимое присоединение; *б* — независимое присоединение; $\tau_{01}' = 140$ °C; $z_{о.п} = 11$

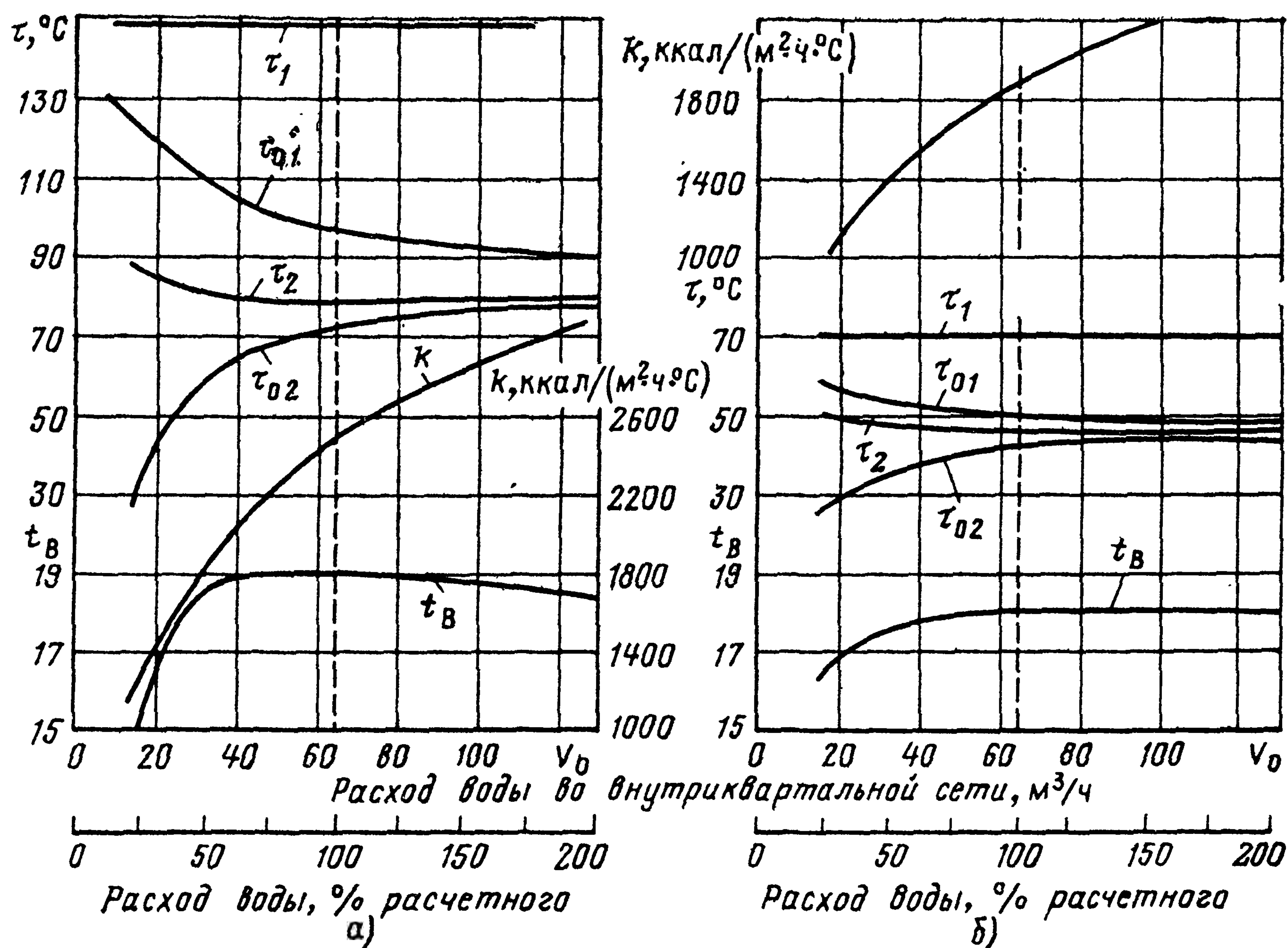


Рис. 12.14. Влияние расхода воды во внутриквартальной сети на режим работы отопительной тепловой подстанции при отопительном температурном графике:

$Q_o' = 1{,}88$ МВт (1,62 Гкал/ч); отопительный подогреватель ВВП-150, число секций $Z_{о.п} = 4{,}25$; $F = 30{,}45$ м²; температурный график во внешней сети 150—80 °С; $V_п = 23{,}2$ м³/ч; во внутриквартальной сети 95—70 °С; $V_o^{расч} = 64{,}0$ м³/ч; $а - t_н' = -19$ °С; $б - t_н'' = +5$ °С (климатические условия г. Риги)

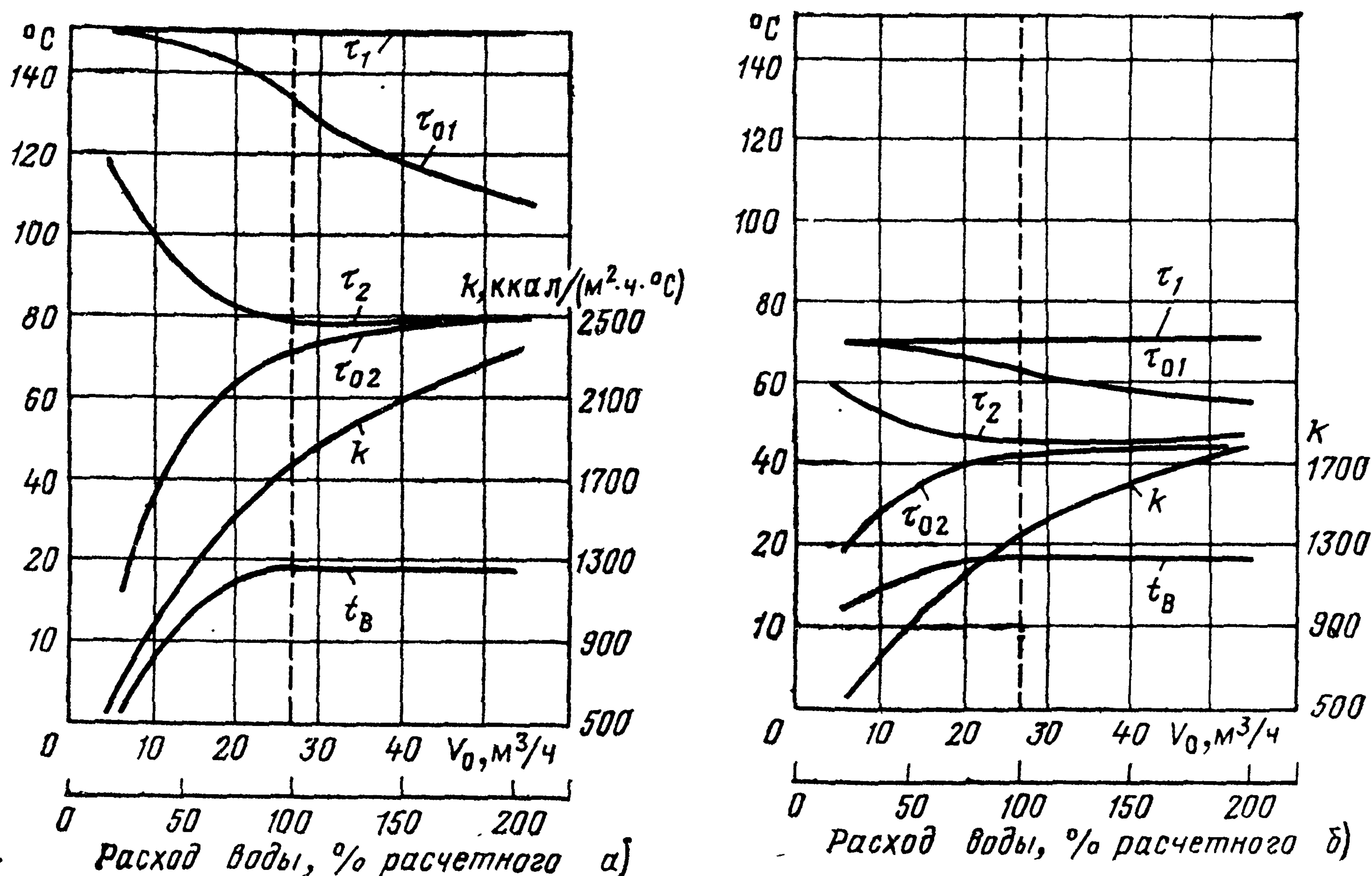
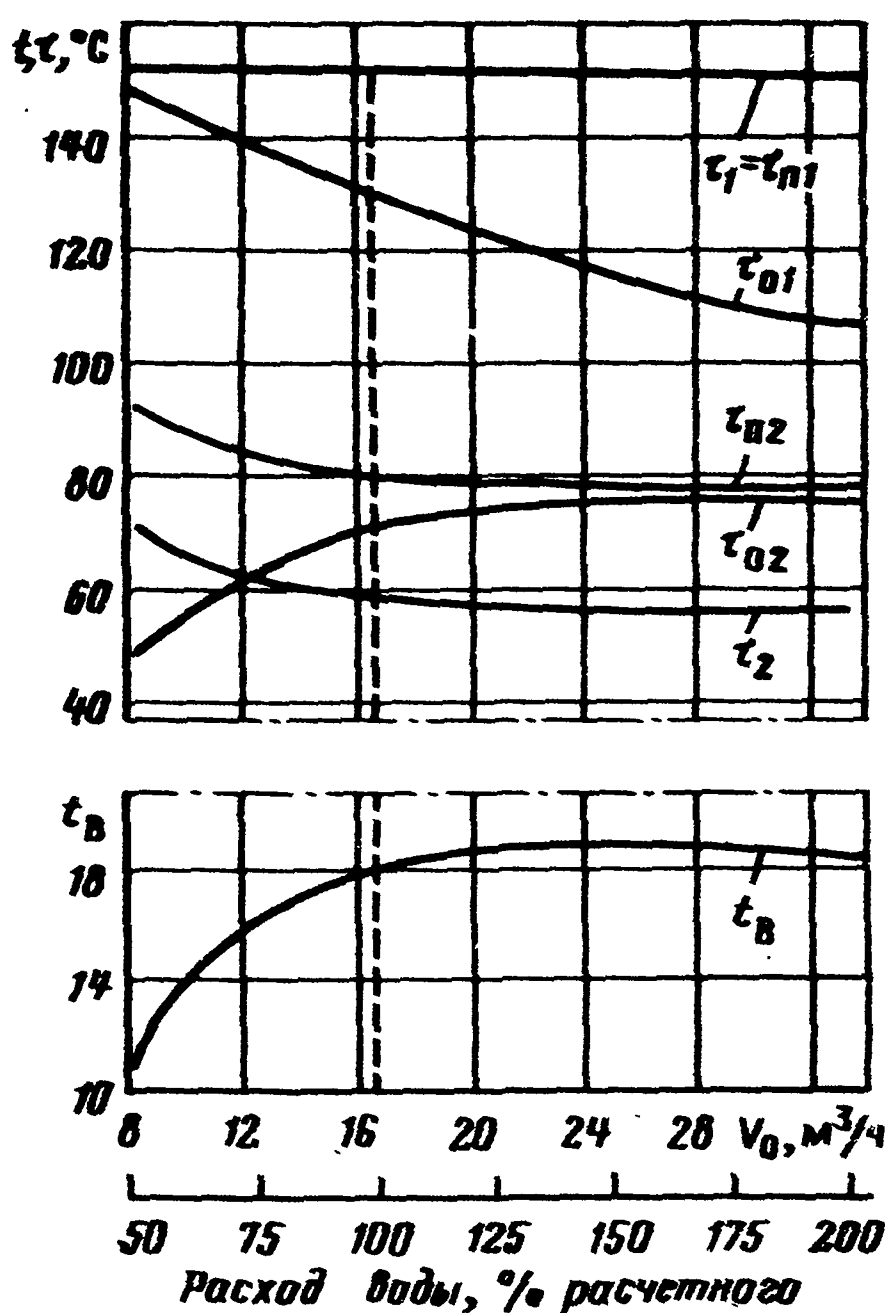


Рис. 12.15. Влияние расхода воды во внутриквартальной сети V_o на режим работы отопительной тепловой подстанции при отопительном температурном графике:

$Q_o' = 1{,}88$ МВт (1,62 Гкал/ч), отопительный подогреватель ВВП-150; $z_{о.п} = 11{,}16$; $F = 79{,}7$ м²; температурный график во внешней сети 150—80 °С; $V_п = 23{,}2$ м³/ч, во внутриквартальной сети 130 — 70 °С; $V_o^{расч} = 26{,}7$ м³/ч; $а - t_н' = -19$ °С; $б - t_н'' = +5$ °С

12.4.5. ВЛИЯНИЕ РАСХОДА ВОДЫ ВО ВНУТРИКВАРТАЛЬНОЙ СЕТИ

Влияние расхода воды во внутриквартальной сети на режимы работы абонентских вводов рассматривалось для вводов без нагрузки горячего водоснабжения и с нагрузкой горячего водоснабжения, присоединённой по двухступенчатой последовательной схеме. В первом случае расчеты проведены при отопительном температурном графике для расчетной наружной температуры $t_н' = -19$ °С, $\tau_1' = 150$ °С и температуры срезки $t_н'' = +5$ °С, $\tau_1'' = 70$ °С; для температурных графиков во внутриквартальной сети 95—70 °С (рис. 12.14) и 130—70 °С (рис. 12.15). Основные расчетные данные по этому абонентскому вводу приведены на указанных рисунках.



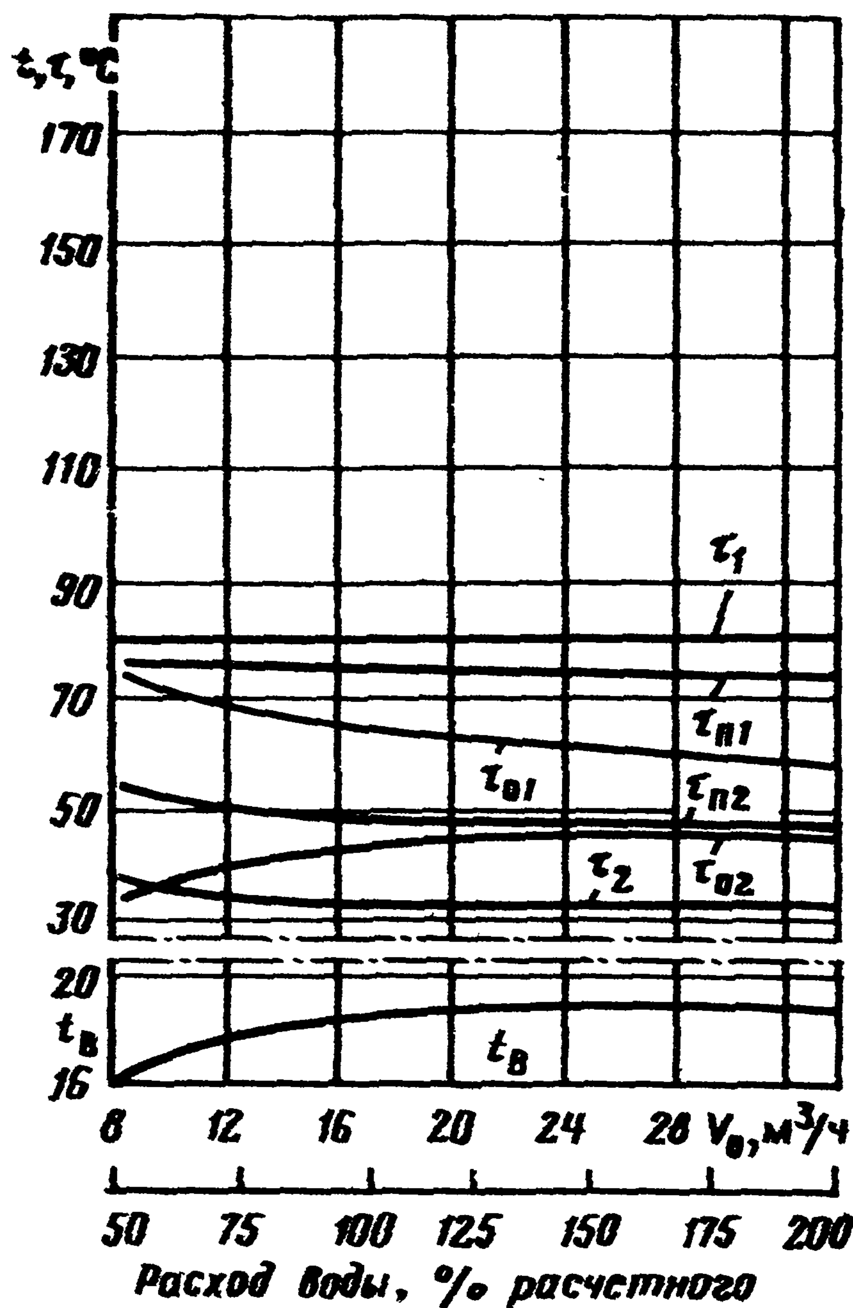


Рис. 12.16. Влияние расхода воды во внутриквартальной сети V_0 на режим работы тепловой подстанции с нагрузкой горячего водоснабжения при повышенном температурном графике:

$Q_0' = 1{,}16$ МВт (Гкал/ч); $\rho = 0{,}3$; температурный график во внешней сети 152,3—80 °С; $V_п = 13{,}78$ м³/ч=const; во внутриквартальной сети 130—70 °С; $V_0^{расч} = 16{,}7$ м³/ч

	Отопление	Горячее водоснабжение
Тип подогревателя	ВВП-150	ВВП-150
Число секций	$Z_{о.п} = 7$	$z_I = z_{II} = 4$
Поверхность, м²	49,98	$F_I + F_{II} = 57{,}12$

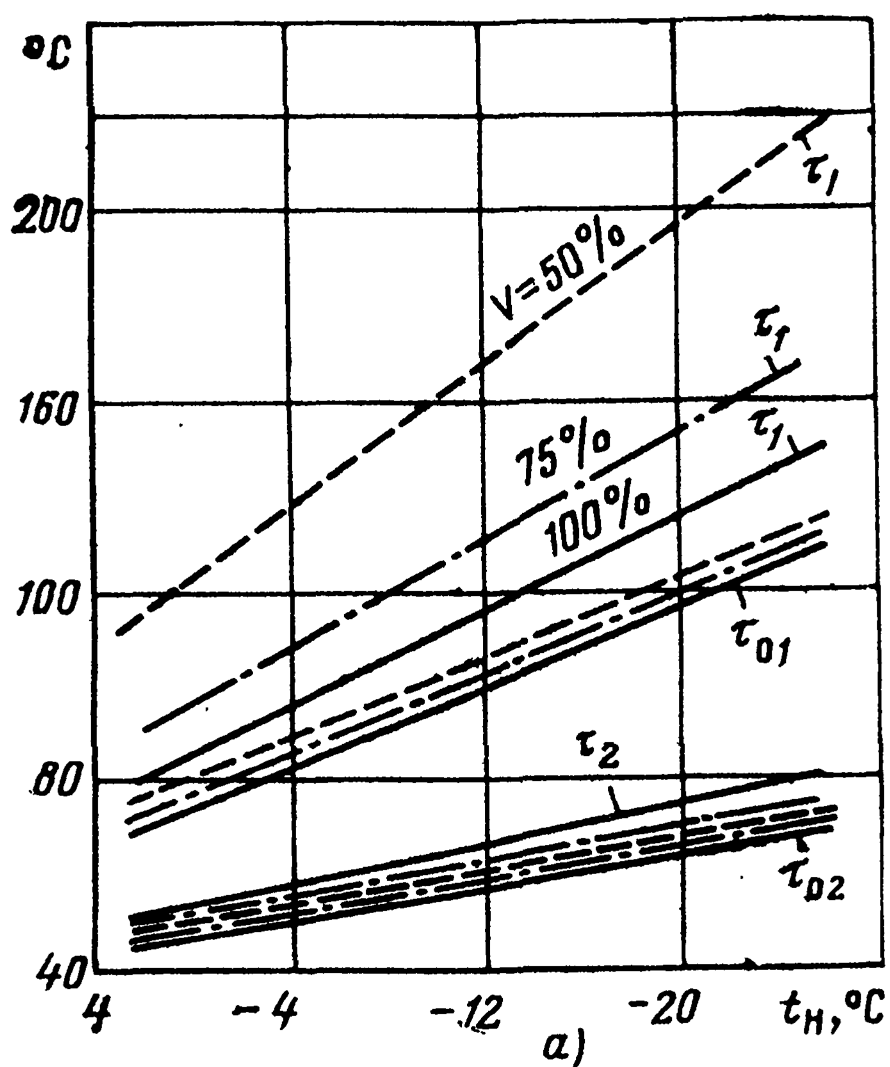
$а — t_н' = -26$ °С; $б — t_н'' = +2{,}5$ °С

Во втором случае расчеты проведены при повышенном температурном графике во внешней сети и температурном графике во внутриквартальной сети 130—70 °С (рис. 12.16).

Результаты расчетов во всех случаях показали, что при расходах воды, превышающих расчетный, внутренняя температура сохраняется неизменной. При сокращении расхода ниже 60—80% расчетного расход теплоты на отопление и внутренняя температура значительно снижаются.

12.4.6. ВЛИЯНИЕ РАСХОДА ВОДЫ ВО ВНЕШНЕЙ СЕТИ

Существенным достоинством независимой схемы является возможность при аварийном сокращении расхода воды во внешней сети повысить температуру сетевой воды и тем самым обеспечить нормальный тепловой режим отапливаемых помещений без возникновения гидравлической разрегулировки местных отопительных систем.



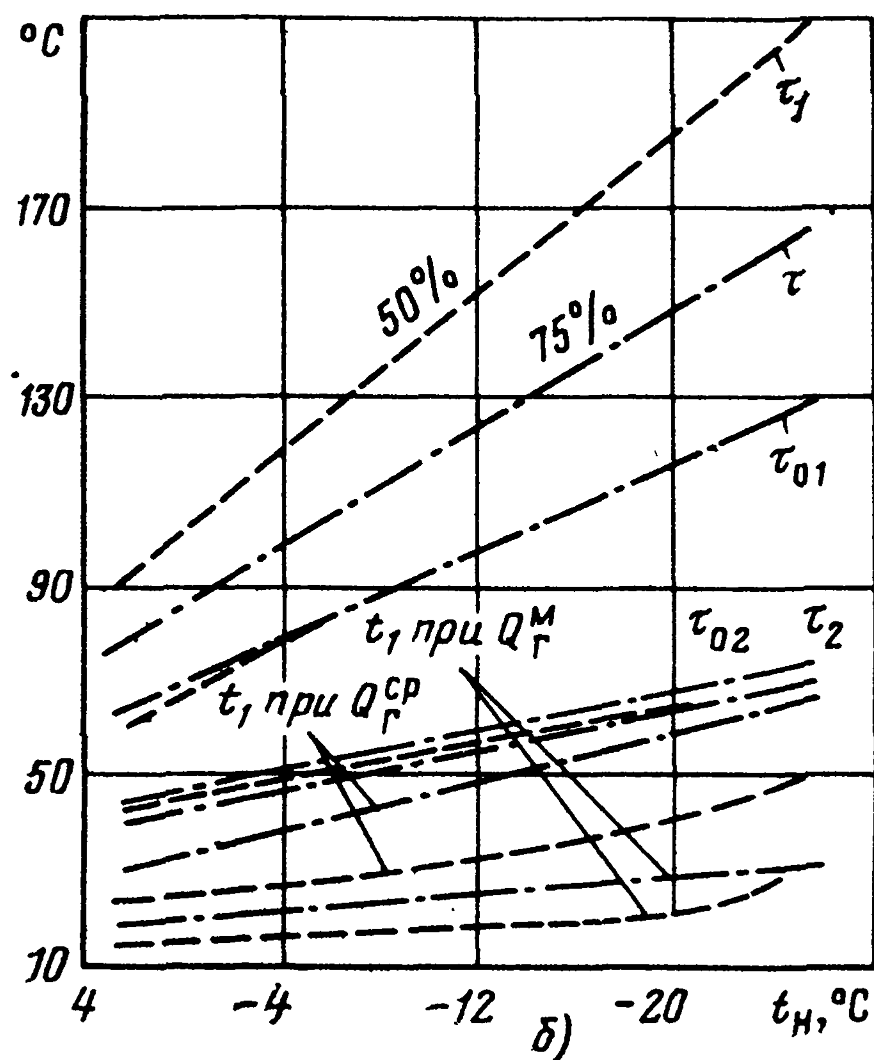
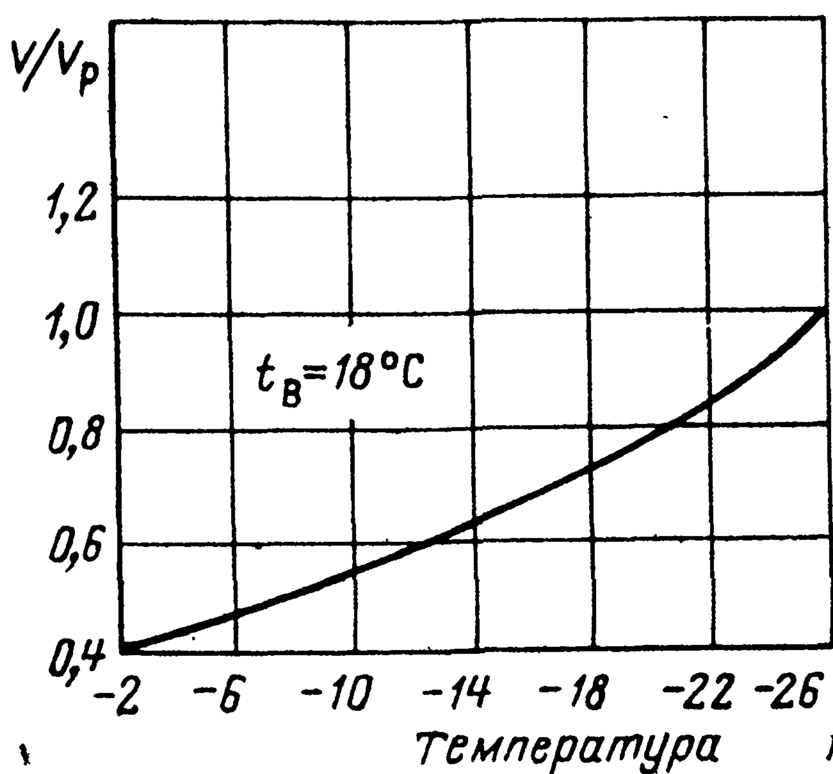
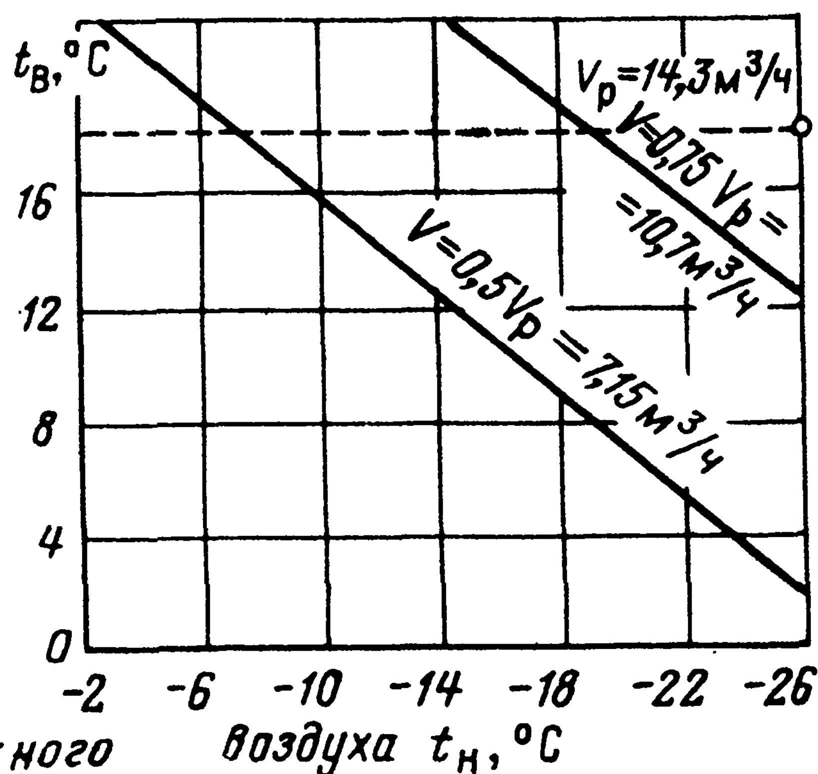


Рис. 12.17. Режимы работы тепловой сети, обеспечивающие $t_в=18$ °C при сокращенном расходе сетевой воды V:

$Q'_0=1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч); $\rho_{ср}=0{,}3$; отопительный подогреватель ВВП-150: $Z_{о.п}=7$; $F_{о.п}=50$ м²; подогреватель горячего водоснабжения ВВП-150; $z_I=z_{II}=4$; $F=57{,}1$ м²; расход воды во внутриквартальной сети $V_0=16{,}7$ м³/ч=const; расход воды во внешней сети: сплошная линия — $V=14{,}3$ м³/ч — 100%; штрихпунктирная линия — $V=10{,}7$ м³/ч — 75%; штриховая линия — $V=7{,}15$ м³/ч — 50%; *а* — включены обе ступени подогревателя горячего водоснабжения; *б* — II ступень подогревателя горячего водоснабжения отключена

На рис. 12.17 представлены требуемые температуры сетевой воды, обеспечивающие расчетную внутреннюю температуру отапливаемых помещений при расходе воды во внешней сети на ГТП, равном 100, 75 и 50% расчетного. Расчеты проводились при наличии нагрузки горячего водоснабжения, а также при отключенной II ступени подогревателя горячего водоснабжения. Поскольку тепловая сеть, как правило, рассчитана на максимальную температуру сетевой воды 150 °C, были определены внутренние температуры отапливаемых помещений, которые будут иметь место при этой температуре сетевой воды и расходе воды из внешней сети 75 и 50% расчетного расхода (14,3 м³/ч). Результаты расчетов, представленные на рис. 12.18, показывают, что сокращение расхода сетевой воды до 50 % расчетного в этих условиях обеспечивает расчетную внутрен-





Температура наружного воздуха $t_н$, °C

Рис. 12.18. Режимы работы тепловых подстанций с независимой схемой при $\tau'_1=150$ °C=const и сокращенном расходе сетевой воды:

$Q'_0=1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч); $\rho_{ср}=0{,}3$; подогреватель горячего водоснабжения $z_I=4$; $z_{II}=5$; температурный график во внутриквартальной сети 140—70 °C; $Z_{о.п}=11$; штриховая линия — $t_в=18$ °C

нюю температуру $t_в = 18$ °С при среднезимней наружной температуре $t_н = -5$ °С. Следует отметить, что резервирование смежных магистралей тепловых сетей при аварийных ситуациях путем повышения температуры воды в подающей линии тепловой сети возможно лишь при соответствующей системе авторегулирования тепловых подстанций.

12.4.7. СРАВНЕНИЕ РАСХОДОВ СЕТЕВОЙ ВОДЫ И ТЕМПЕРАТУРНЫХ ГРАФИКОВ ДЛЯ ЗАВИСИМОЙ И НЕЗАВИСИМОЙ СХЕМ

Для сопоставления основных показателей зависимой и независимой схем были проведены их сравнительные расчеты при одинаковом температурном графике, одинаковых тепловых нагрузках и подогревателях горячего водоснабжения. Определялся требуемый для каждой схемы расход сетевой воды, и при этом расходе рассчитывались режимы работы абонентских вводов при всех наружных температурах. Результаты расчетов,

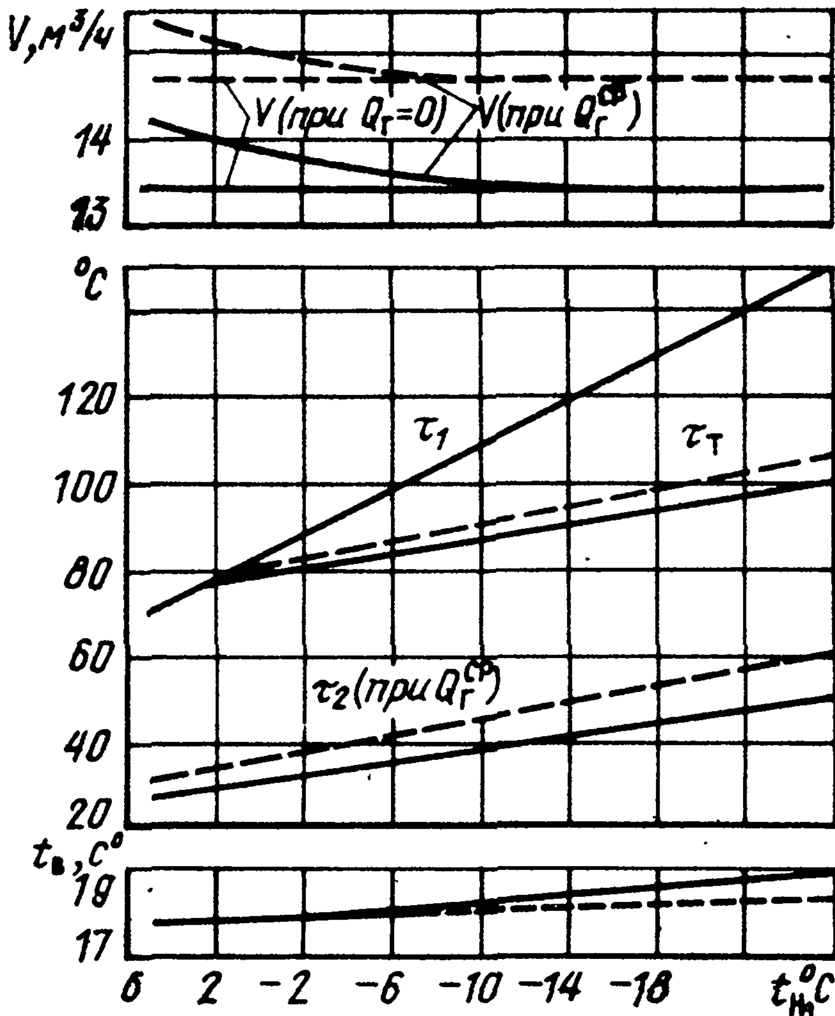
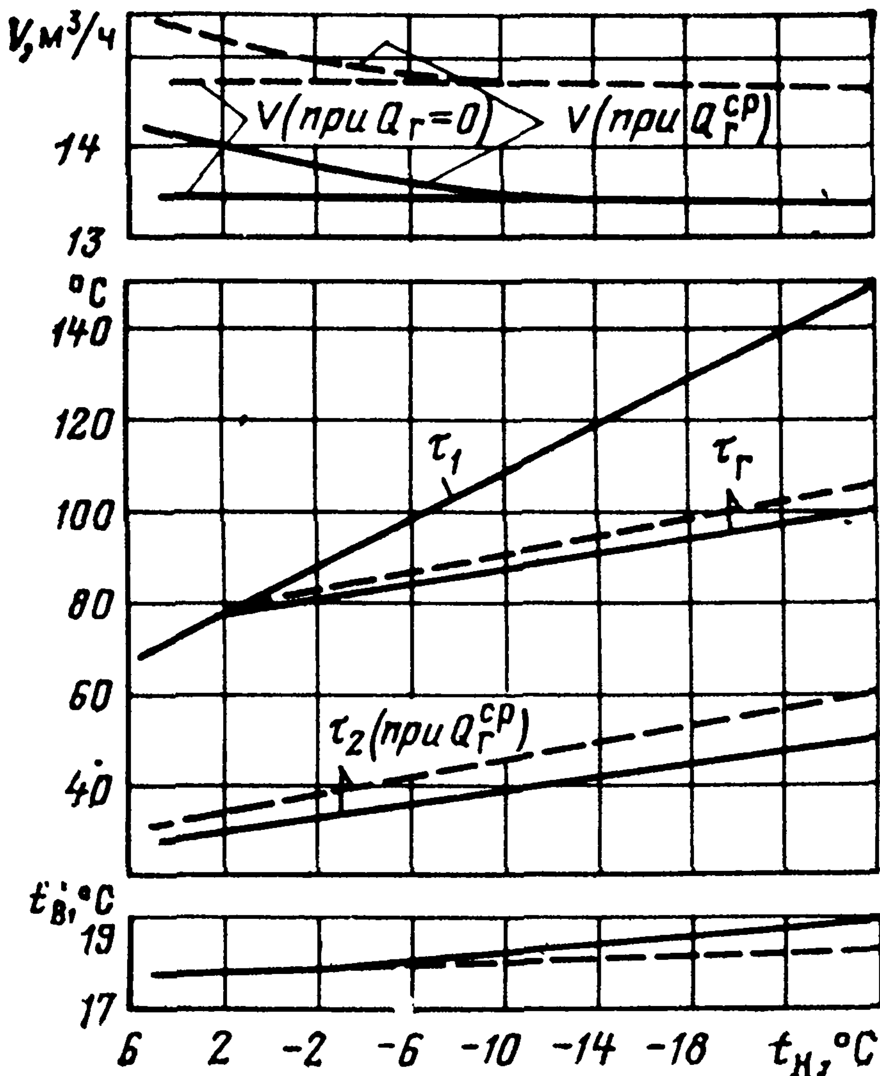


Рис. 12.19. Сравнение режимов работы зависимой и независимой схем при одинаковом температурном графике:

Q'_0=1,16 МВт (Гкал/ч); ρ=0,3; подогреватель горячего водоснабжения z_I=4; z_{II}=5; при независимой схеме τ'_0=140 °С; $z_{о.п}$=11; сплошная линия — зависимая схема; штриховая линия — независимая схема; τт — температура подогрева воды в теплофикационных подогревателях турбин на ТЭЦ



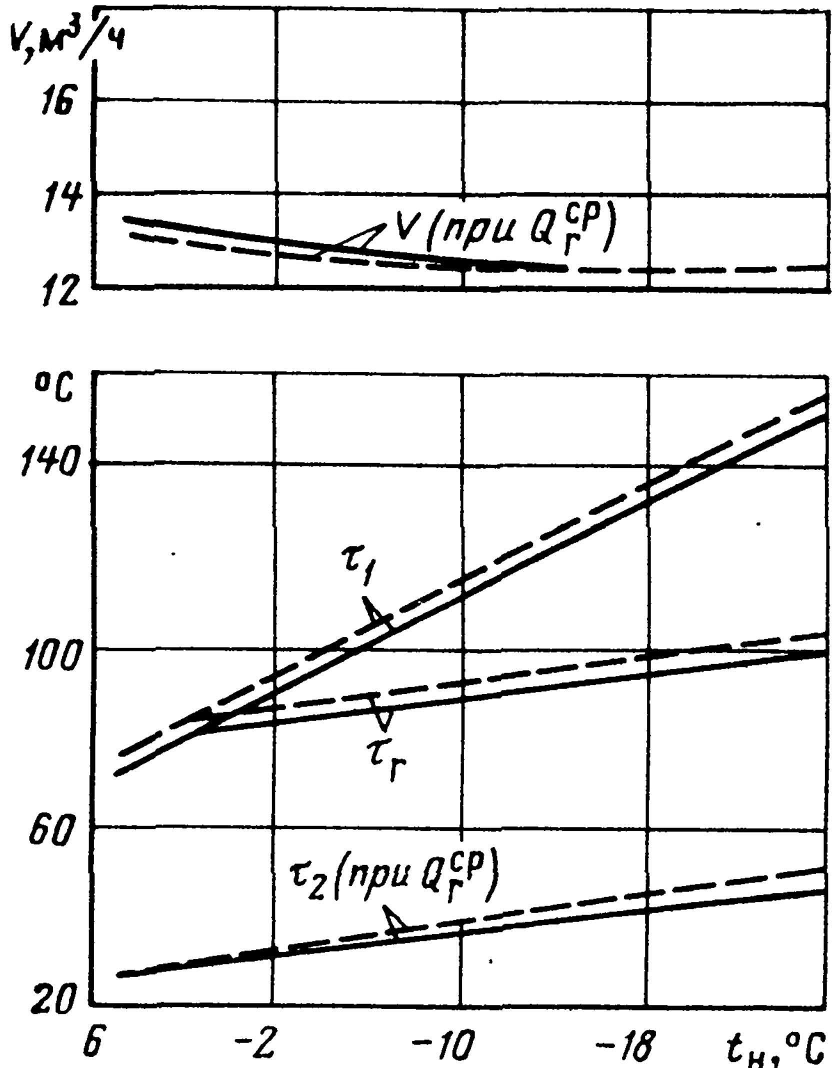


Рис. 12.20. Сравнение режимов работы зависимой и независимой схем при одинаковых расходах сетевой воды, равных отопительному:

условия и обозначения такие же, как на рис. 12.19. $t_в$=18 °С=const

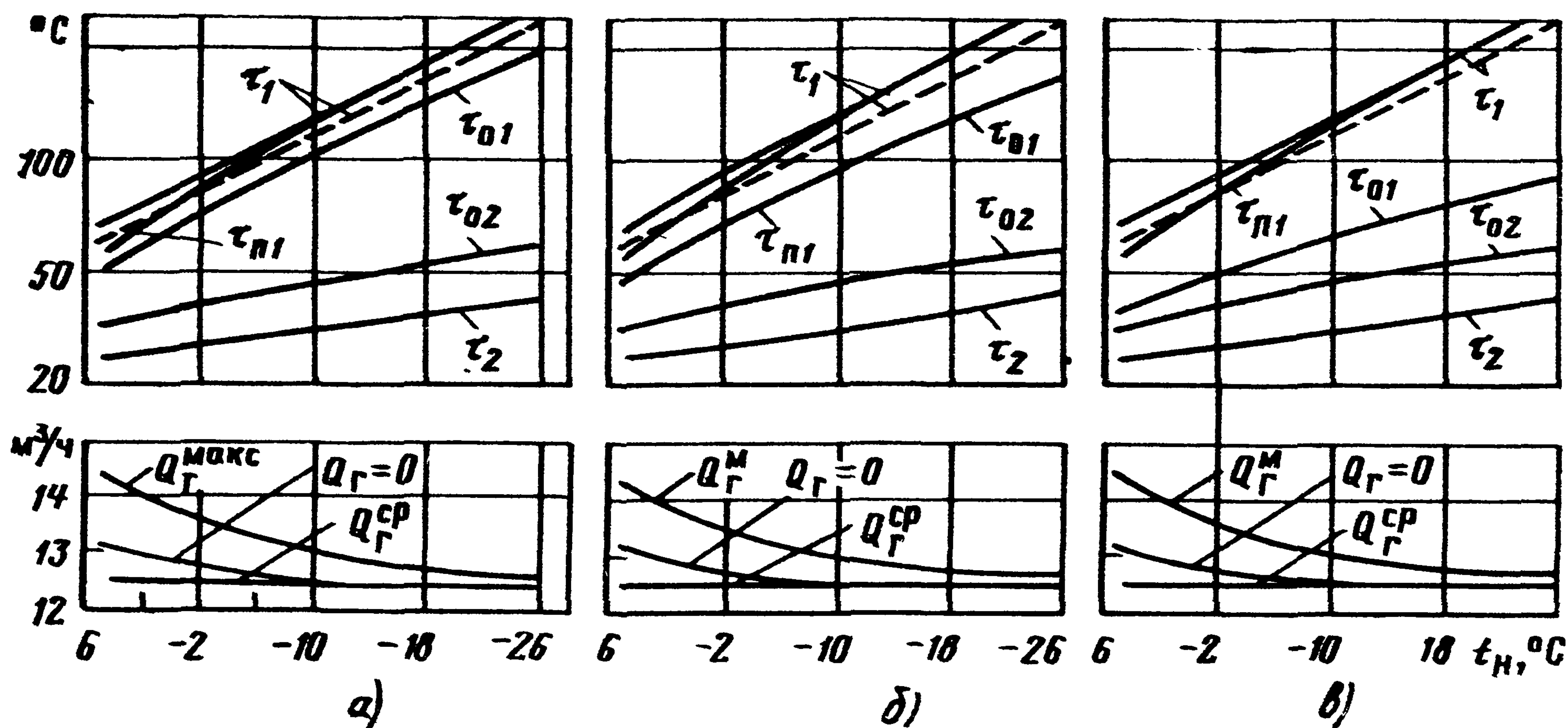


Рис. 12.21. Сравнение режимов работы независимой схемы при различных температурных графиках во внутриквартальной сети:

$Q_о' = 1{,}16$ МВт (1 Гкал/ч); $\rho = 0{,}3$; подогреватель горячего водоснабжения $D = 150$ мм; $z_I = 4$; $z_{II} = 5$; подогреватель отопления $D = 150$ мм; *а* — $\tau_{01}' = 140$ °С; $z_{о.в} = 11$; *б* — $\tau_{01}' = 130$ °С; $z_{о.в} = 7$; *в* — $\tau_{01}' = 95$ °С; $z_{о.в} = 3$; τ_1 — штриховая линия — действующий в районе температурный график; расход воды из внешней сети $V = 12{,}5$ м³/ч=const; $t_в = 18$ °С=const; τ_1 — сплошная линия — требуемый температурный график, обеспечивающий указанные условия

представленные на рис. 12.19, показывают, что расход сетевой воды при независимой схеме превышает расход воды при зависимой схеме на 10 %, а температура обратной сетевой воды при $Q_г^{ср}$ выше на 10 °С при $t_н' = -26$ °С и на 4 °С при $t_н'' = +5$ °С. На этом же графике показаны температуры сетевой воды на выходе из теплофикационных подогревателей $\tau_т$ при $\alpha_{ТЭЦ} = 0{,}5$. Обе схемы были сопоставлены также при одинаковых расходах сетевой воды, равных отопительному расходу (12,5 м³/ч). Были определены требуемые для каждой схемы температурные графики, обеспечивающие $t_в = 18$ °С. Как видно из рис. 12.20, требуемый температурный график для независимой схемы при этих условиях на 3—4 °С выше, чем при зависимой схеме. Примерно настолько же выше и требуемая температура подогрева сетевой воды в теплофикационных подогревателях турбины. Как следует из рис. 12.21, расчетная температура воды во внутриквартальной сети не оказывает влияния на требуемый температурный график во внешней тепловой сети.

Глава тринадцатая

РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ В ИСТОЧНИКАХ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

13.1. ЗАДАЧИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ И МЕТОДЫ ИХ РЕШЕНИЯ

Основной задачей регулирования отпуска теплоты в системах теплоснабжения является поддержание заданной температуры воздуха в отапливаемых помещениях при изменяющихся в течение отопительного сезона внешних климатических условиях и заданной температуре воды, поступающей в систему горячего водоснабжения при изменяющемся в течение суток расходе этой воды.

В течение длительного времени основным видом тепловой нагрузки являлась нагрузка отопления, присоединенная к тепловой сети по зависимой схеме через водоструйные элеваторы. Центральное качественное регулирование заключалось в поддержании в источнике теплоснабжения температурного графика, обеспечивающего в течение отопительного сезона заданную внутреннюю температуру отапливаемых помещений при неизменном расходе сетевой воды. Такой температурный график, называемый отопительным, широко применяется в системах теплоснабжения и в настоящее время.

С появлением нагрузки горячего водоснабжения минимальная температура воды в тепловой сети была ограничена величиной, необходимой для подачи в систему горячего водоснабжения воды с температурой 50—60 °С, требуемой по СНиП, несмотря на то что по отопительному температурному графику требуется вода значительно более низкой температуры. «Излом» отопительного температурного графика при указанных температурах и отсутствии местного количественного регулирования расхода воды на отопление приводит к определенному перерасходу теплоты на отопление при повышенных наружных температурах. Поскольку изменение расхода воды в системе отопления приводит к внутренней поэтажной разрегулировке системы, местное количественное регулирование при зависимом присоединении систем отопления через элеваторы может производиться только пропусками, т. е. полным прекращением подачи воды в систему отопления в течение определенной части суток. Частичное сокращение расхода сетевой воды на отопление при неизменном расходе воды в местной системе может производиться при установке на вводе смесительного насоса или при независимом присоединении систем отопления, а также при установке на индивидуальных тепловых пунктах водоструйных элеваторов с регулируемым сечением рабочего сопла.

Появление нагрузки горячего водоснабжения привело не только к ограничению нижнего предела температуры сетевой воды, но и к другим нарушениям условий, принятых при расчете отопительного температурного графика.

Так, в закрытых и открытых системах теплоснабжения, в которых отсутствуют регуляторы расхода сетевой воды на отопление, переменный расход воды на горячее водоснабжение приводит к изменению сопротивления сети, расходов воды в сети, располагаемых напоров и в конечном счете— расходов воды в системах отопления. В двухступенчатых последовательных схемах включения подогревателей горячего водоснабжения нагрузка II ступени приводит к снижению температуры воды, поступающей в системы отопления.

В этих условиях отопительный температурный график не обеспечивает требуемую зависимость расхода теплоты на отопление от наружной температуры и нуждается в корректировке. В настоящее время разработаны и применяются методы расчета температурных графиков центрального регулирования по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения, основанные на использовании уравнения характеристики теплообменных аппаратов. Это так называемые «повышенные» графики для закрытых систем теплоснабжения и «скорректированные» графики для открытых систем теплоснабжения. Разработанные методы расчета графиков центрального регулирования приведены ниже. Поскольку проведение ручных расчетов является весьма трудоемким, разработаны методы расчета температурных графиков центрального регулирования при различных системах теплоснабжения с применением ЭВМ. Детальное исследование температурных графиков центрального регулирования, рассчитанных с применением ЭВМ, также приведено ниже.

13.2. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ГРАФИКИ ДЛЯ ОТОПИТЕЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

13.2.1. ЗАВИСИМОЕ ПРИСОЕДИНЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Температурный график для отопительной нагрузки выводится из уравнения характеристики радиаторных систем отопления (8.11) и (8.12). Введем следующие обозначения температурных перепадов при произвольной наружной температуре: $\delta\tau = \tau_1 - \tau_2$ — во внешней тепловой сети; $\delta\tau_п = \tau_{п1} - \tau_{п2}$ — в отопительном подогревателе (при независимой схеме); $\delta\tau_о = \tau_{о1} - \tau_{о2}$ — в тепловой сети до и после системы отопления; $\theta = \tau_{о3} - \tau_{о2}$ — в местной системе отопления после смесительного устройства; $\Delta t = \tau_{пр} - t_в = \frac{\tau_{о3} + \tau_{о2}}{2} - t_в$ — температурный напор в нагревательном приборе местной системы отопления; $t_в$ — температура воздуха в отапливаемых помещениях. Эти же величины со штрихом относятся к температуре наружного воздуха $t'_н$, расчетной для проектирования отопления.

С учетом принятых обозначений коэффициент смешения

$$u = \tau'_{о1} - \tau'_{о3}/(\tau'_{о3} - \tau'_{о2}) = \delta\tau'_о/\theta' - 1. \tag{13.1}$$

Из (8.12)

$$\omega = Q'_о \bar{Q}_о^{0,2}/\Delta t' \, W_о = \delta\tau'_о \bar{Q}_о^{0,2}/\Delta t'. \tag{13.2}$$

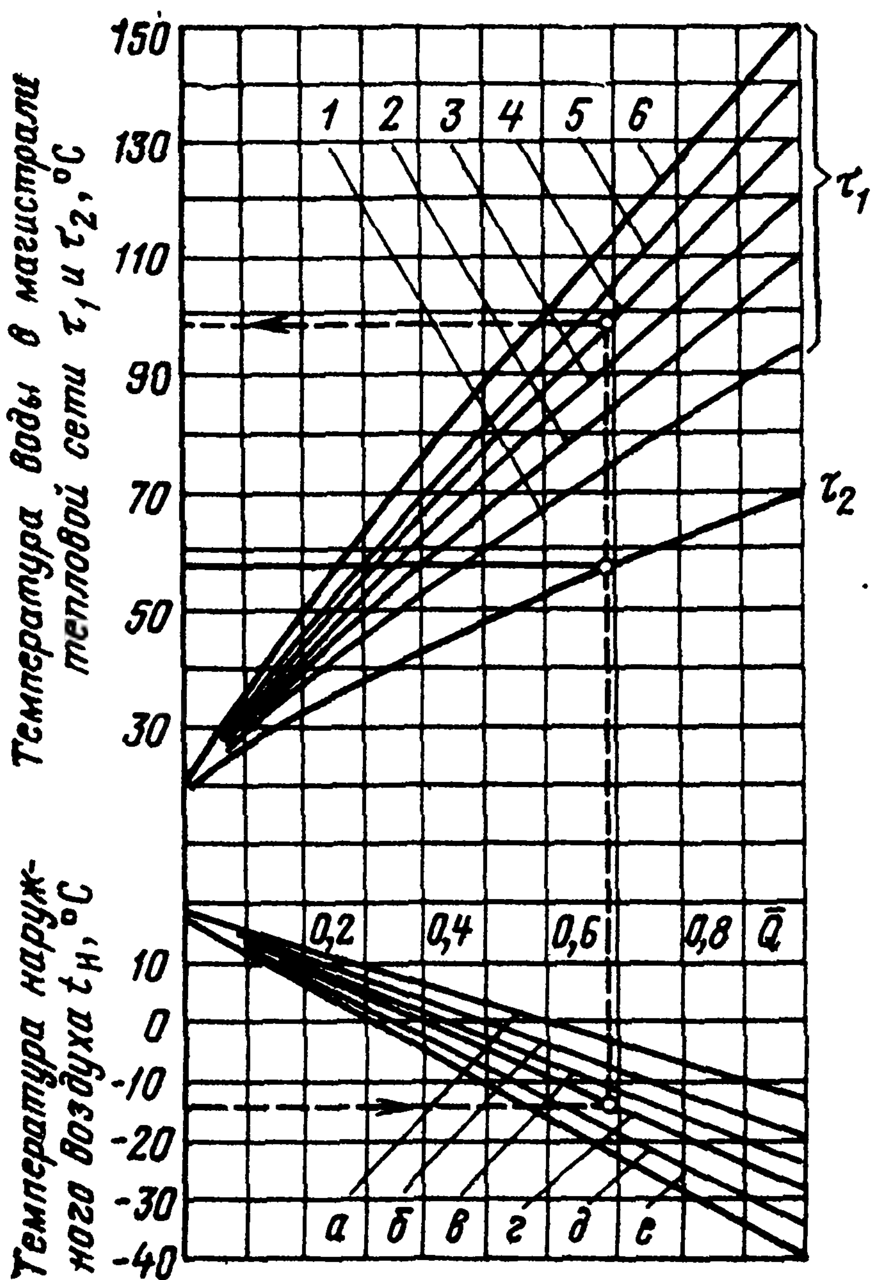


Рис. 13.1. Температурные графики качественного регулирования отопительной нагрузки:

$\bar{Q}_о = Q_о/Q'_о$ — отношение тепловой нагрузки при температуре $t_н$ к максимальной тепловой нагрузке при расчетной температуре $t'_н$; $\delta\tau' = \tau'_1 - \tau'_2$ — расчетный перепад температур в тепловой сети при наружной температуре $t'_н$;

№ кривой	1	2	3	4	5	6
$\delta\tau'$, °С	25	40	50	60	70	80
№ кривой	а	б	в	г	д	е
$t'_н$, °С	−15	−20	−25	−30	−35	−40

$\bar{Q}_о$	Температура воды в подающей линии при $\delta\tau'$, °С						τ_2, °С
	25	40	50	60	70	80	
0,2	38,3	41,3	43,3	45,3	47,3	49,3	33,8
0,4	54,0	60,0	64,0	68,0	72,0	76,0	44,0
0,6	88,5	77,5	83,5	89,5	95,6	105,0	53,5
0,8	92,0	94,0	102,0	110,0	118,0	126,0	62,0
1,0	95,0	100,0	120,0	130,0	140,0	150,0	70,0

Подставляя значения u и ω в (8.11), получаем

$$\varepsilon_о = \frac{Q_о}{(\tau_{о1} - t'_в) W_о} = \frac{1}{\dfrac{\delta\tau'_о - 0{,}5\theta'}{\delta\tau'_о} + \dfrac{\Delta t'}{\delta\tau'_о \bar{Q}_о^{0,2}}} \leqslant 1.$$

Отсюда температура воды в подающей линии тепловой сети (перед системой отопления)

$$\tau_{о1} = t'_в + \Delta t' \bar{Q}_о^{0,8} + (\delta\tau'_о - 0{,}5\theta') \bar{Q}_о. \qquad (13.3)$$

Температура воды после отопительной системы

$$\tau_{о2} = \tau_{о1} - \delta\tau'_о \bar{Q}_о = t'_в + \Delta t' \bar{Q}_о^{0,8} - 0{,}5\theta' \bar{Q}_о. \qquad (13.4)$$

Температура воды после смесительного устройства (элеватора)

$$\tau_{о3} = \tau_{о2} + \theta' \bar{Q}_о = t'_в + \Delta t' \bar{Q}_о^{0,8} + 0{,}5\theta' \bar{Q}_о. \qquad (13.5)$$

На рис. 13.1 представлены температурные графики в отопительной тепловой сети при различных значениях $\tau'_{о1}$ ($\delta\tau'_{о1}$) и обычно принимаемых значениях $\tau'_{о3}$ = 95 °С; $\tau'_{о2}$ = 70 °С; $t'_в$ = 18 °С (θ' = 25 °С; $\Delta t'$ = 64,5 °С).

13.2.2. НЕЗАВИСИМОЕ ПРИСОЕДИНЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Уравнение характеристики водо-водяного подогревателя (8.9) для условий его работы в качестве отопительного (рис. 12.1) принимает следующий вид:

$$\varepsilon_п = \frac{Q_о}{(\tau_1 - \tau_{о2}) W_м} = \frac{1}{0{,}35 \dfrac{W_м}{W_б} + 0{,}65 + \dfrac{1}{\Phi_п} \sqrt{\dfrac{W_м}{W_б}}}. \qquad (13.6)$$

Поскольку при качественном регулировании расходы воды как во внешней, так и в отопительной сети сохраняются неизменными, неизменной является и величина $\varepsilon_п$.

Из (13.6) температура в подающей линии внешней сети при независимом присоединении

$$\tau_1 = \tau_{o2} + \frac{Q_o}{\varepsilon_п W_м} = \tau_{o2} + \frac{W_o}{W_м \varepsilon_п} \delta\tau_o' \overline{Q}_o. \qquad (13.7)$$

С учетом (13.4)

$$\tau_1 = \tau_{o1} + \left(\frac{W_o}{W_м \varepsilon_п} - 1\right) \delta\tau_o' \overline{Q}_o. \qquad (13.8)$$

Подставляя значение τ_{o1} из (13.3), получаем

$$\tau_1 = t_в' + \Delta t' \overline{Q}_o^{0,8} + \left(\frac{W_o}{W_м \varepsilon_п} \delta\tau_o' - 0,5\theta'\right) \overline{Q}_o. \qquad (13.9)$$

Температура в обратной линии внешней тепловой сети

$$\tau_2 = \tau_1 - \delta\tau' \overline{Q}_o = t_в' + \Delta t' \overline{Q}^{0,8} + \left(\frac{W_o}{W_м \varepsilon_п} \delta\tau_o' - \delta\tau' - 0,5\theta'\right) \overline{Q}_o. \qquad (13.10)$$

Из выражения (13.8), следует, что разность температур во внешней и в отопительной сетях составляет

$$\tau_1 - \tau_{o1} = \left(\frac{W_o}{W_м} \frac{1}{\varepsilon_п} - 1\right) \delta\tau_o' \overline{Q}_o. \qquad (13.11)$$

Таким образом, поскольку все величины в правой части, кроме $\overline{Q}_o$, не зависят от $t_н$, разность $\tau_1 - \tau_{o1}$ пропорциональна $\overline{Q}_o$.

Пример 13.1. Определить разность температур во внешней и в отопительных сетях для следующих условий.

Расчетные температуры во внешней сети $\tau_1' = 150$ °C; $\tau_2' = 80$ °C; $\delta\tau_п' = 70$ °C.

В квартальной (отопительной) сети вариант: а) $\tau_{o1}' = 140$ °C; $\tau_{o2}' = 70$ °C; $\delta\tau_o' = 70$ °C; б) $\tau_{o1}' = 95$ °C; $\tau_{o2}' = 70$ °C; $\delta\tau_o' = 25$ °C.

Решение. **Вариант а).**

Средняя разность температур в подогревателе $\Delta t_{ср} = 10$ °C.

Параметр подогревателя из уравнения (12.11б)

$$\Phi_п = \frac{\sqrt{70 \cdot 70}}{10} = 7.$$

При $\delta\tau_п' = \delta\tau_o'$ $V_п = V_o$;

$$\varepsilon_п = \frac{1}{1 + \frac{1}{\Phi_п}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{7}} = 0,875.$$

Из выражения (13.11)

$$\tau_{п1} - \tau_{o1} = \left(\frac{1}{0,875} - 1\right) \cdot 70\overline{Q}_o = 10\overline{Q}_o.$$

При расчетной наружной температуре $\overline{Q}_o = 1$ и $\tau_{п1}' - \tau_{o1}' = 10$ °C, что соответствует условиям, принятым при расчете параметра подогревателя. В начале и конце отопительного сезона $\overline{Q}_o = 0,18$ и $\tau_п' - \tau_{o1} = 1,8$ °C; $\tau_{o1} = 44,6$ °C; $\tau_п = 46,4$ °C.

Вариант б). Средняя разность температур в подогревателе

$$\Delta t_{ср} = \frac{55 - 10}{2,3 \lg 5,5} = 26,5 \text{ °C};$$

$$\frac{W_м}{W_б} = \frac{25}{70} = 0,358; \quad \Phi_п = \frac{\sqrt{70 \cdot 25}}{26,5} = 1,57;$$

$$\varepsilon_{п}=\frac{1}{0,35\cdot 0,358+0,65+\dfrac{1}{1,57}\sqrt{0,358}}=0,875;$$

$$\tau_{п1}-\tau_{о1}=\left(\frac{2,8}{0,875}-1\right)\cdot 25\bar{Q}_{о}=55\bar{Q}_{о}.$$

При $t'_{н}$ $\bar{Q}_{о}=1$; $\tau_{п}-\tau_{о1}=55\,°C$;
При $\bar{Q}_{о}=0,18$ $\tau_{п}-\tau_{о1}=9,9\,°C$;

$$\tau'_{п}=95+55=150\,°C;$$

$$\tau_{о1}=36,6\,°C,\ \tau_{п}=46,5\,°C.$$

Как видно из приведенных расчетов, температурный график во внешней сети не зависит от расчетного температурного графика в отопительной сети.

13.3. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ГРАФИКИ ДЛЯ СОВМЕСТНОЙ НАГРУЗКИ ОТОПЛЕНИЯ И ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ ПРИ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ И СМЕШАННОЙ СХЕМАХ ВКЛЮЧЕНИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ

13.3.1. ЗАВИСИМОЕ ПРИСОЕДИНЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Если в тепловой сети имеют место условия, обеспечивающие стабильный расход воды на отопление, не зависящий от расхода сетевой воды на горячее водоснабжение, то требуемый температурный график соответствует отопительному. Такие условия имеют место при установке у абонентов перед системами отопления регуляторов расхода или в слабо загруженной сети. Если эти условия отсутствуют, то расход воды на горячее водоснабжение приводит к сокращению расхода воды на отопление, которое должно компенсироваться соответствующим повышением температуры в подающей линии.

Требуемый температурный график может быть определен из уравнения (9.21) при следующих условиях: $Q_{о}/Q_{о.р}=1$; $t_{в}=t'_{в}$; $\psi=1$. При этом

$$\frac{Q_{о}}{Q'_{о}}=\bar{Q}_{о}\,\frac{Q_{о.р}}{Q'_{о}}=\frac{t'_{в}-t_{н}}{t'_{в}-t'_{н}}.$$

Уравнение (9.21) при этом принимает вид

$$\bar{Q}_{о}=\frac{\tau_{1}-t'_{в}}{\dfrac{0,5+u}{1+u}\,\dfrac{\delta\tau'_{о}}{\varphi}+\dfrac{\Delta t'}{\bar{Q}_{о}^{0,2}}}. \tag{13.12а}$$

С учетом (13.1)

$$\bar{Q}_{о}=\frac{\tau_{1}-t'_{в}}{\dfrac{\delta\tau'_{о}-0,5\theta}{\varphi}+\dfrac{\Delta t'}{\bar{Q}_{о}^{0,2}}}.$$

Отсюда температура в подающей линии сети

$$\tau_{1}=t'_{в}+\Delta t'\,\bar{Q}_{о}^{0,8}+\frac{1}{\varphi}\,(\delta\tau'_{о}-0,5\theta')\,\bar{Q}_{о}. \tag{13.13}$$

Температура воды после отопительной системы

$$\tau_{о2}=\tau_{1}-\frac{\delta\tau'_{о}\,\bar{Q}_{о}}{\varphi}=t'_{в}+\Delta t'\,\bar{Q}_{о}^{0,8}-\frac{0,5}{\varphi}\,\theta'\,\bar{Q}_{о}. \tag{13.14}$$

Величина φ определяется из гидравлического расчета сети по формуле (3.8). Входящая в формулу (2.26) величина n определяется при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения ($Q_{г}^{б}=1,1-1,2Q_{г}^{ср}$) по формулам для соответствующей схемы горячего водоснабжения.

При параллельной схеме включения подогревателей величина n определяется по формуле (9.13).

При смешанной схеме относительный расход воды на II ступень подогревателя, по которому находится величина n, определяется по методике, изложенной в 9.2.2.

Поскольку расход воды на горячее водоснабжение зависит от температуры сетевой воды в подающей линии, задача решается методом последовательных приближений с предварительным определением τ_1 по формуле (13.13) при $\varphi = 1$ и последующей корректировкой этой величины после определения φ.

После определения τ_1 производится проверка суточного баланса расхода теплоты на отопление при заданном суточном графике нагрузки горячего водоснабжения. Для этого при найденном значении τ_1 определяются по формуле (8.13) значения $Q_о/Q_{о.р}$ для каждого периода суточного графика горячего водоснабжения, а затем находится среднесуточное значение $(Q_о/Q_{о.р})$ по формуле

$$(Q_о/Q_{о.р})_{сут} = \sum_1^{24} n_i/24\,(Q_0/Q_{о.р})_i,$$

где n_i — число часов суток с заданной нагрузкой горячего водоснабжения, при которой определена величина $(Q_о/Q_{о.р})_i$. После этого определяется среднесуточная величина внутренней температуры по формуле

$$t_в = t_п + (Q_о/Q_{о.р})_{сут}\,(t'_в - t_н).$$

Если $(Q_о/Q_{о.р})_{сут} \neq 1$, внутренняя температура отличается от требуемой. В этом случае необходимо изменить τ_1 на величину $\Delta\tau_1$, которая определяется из следующего выражения:

$$\Delta\tau_1 = [1 - (Q_о/Q_{о.р})_{сут}]\,\frac{\partial\tau_1}{\partial\left(\dfrac{Q_о}{Q_{о.р}}\right)}\,.$$

Из выражения (8.23)

$$\tau_1 - t_н = \frac{Q_о}{Q_{о.р}}\,\frac{t'_в - t_н}{t'_в - t'_н}\left[t'_в - t'_н + \frac{0,5+u}{1+u}\,\frac{\delta\tau'_о}{\varphi\psi} + \right.$$

$$\left. + \Delta t'\left(\frac{Q_{о.р}}{Q_о}\right)^{0,2}\left(\frac{t'_в - t'_п}{t'_в - t_н}\right)^{0,2}\right],$$

$$\frac{\partial\tau_1}{\partial\,(Q_о/Q_{о.р})} \approx \frac{t'_в - t_н}{t'_в - t'_н}\left[t'_в - t'_п + \frac{0,5+u}{1+u}\,\frac{\delta\tau'_о}{\varphi\psi} + \right.$$

$$\left. + \Delta t'\left(\frac{Q_{о.р}}{Q_о}\right)^{0,2}\left(\frac{t'_в - t'_н}{t'_в - t_н}\right)^{0,2}\right].$$

Учитывая, что $\dfrac{t'_в - t_н}{t'_в - t'_н} = \bar{Q}_о$; $\dfrac{0,5+u}{1+u} = \dfrac{\delta\tau'_о - 0,5\theta'}{\delta\tau'_о}$, получаем

$$\frac{\partial\tau_1}{\partial\,(Q_о/Q_{о.р})} = t'_в - t_н + \Delta t'\,\bar{Q}_о^{0,8}\left(\frac{Q_{о.р}}{Q_о}\right)^{0,2} + \frac{1}{\varphi\psi}\,(\delta\tau'_о - 0,5\theta')\,\bar{Q}_о. \qquad (13.15)$$

При величине φ, определенной при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения и $\psi = 1$, $Q_о/Q_{о.р} = 1$. Сравнивая при этих условиях правую часть полученного выражения с формулой (13.13), можно установить, что

$$\frac{\partial\tau_1}{\partial\,(Q_о/Q_{о.р})} = \tau_1 - t_н. \qquad (13.16)$$

При этом

$$\Delta\tau_1 = [1 - (Q_o/Q_{o.p})_{сут}](\tau_1 - t_н). \qquad (13.17)$$

Пример 13.2. Для условий примера 9.1 определить требуемую температуру воды в подающей линии тепловой сети при $t_н'' = +2{,}5$ °C при отсутствии регуляторов расхода на тепловых подстанциях. Устойчивость сети при отсутствии горячего водоснабжения $\overline{S}_0 = 0{,}8$. Напор в источнике сохраняется неизменным ($\alpha = 1$). Суточный график нагрузки горячего водоснабжения состоит из трех периодов: 6 ч — $Q_г = 0$; 13 ч — $Q_г = Q_г^{ср}$; 5 ч — $Q_г = 2{,}2Q_г^{ср}$.

Решение. Относительный расход воды на отопление φ по формуле (3.8б)

$$\frac{\varphi}{n} = (1-0{,}8) + \sqrt{(1-0{,}8)^2 - (1-0{,}8) + \frac{1}{n^2}} = -0{,}2 + \sqrt{\frac{1}{n^2} - 0{,}16},$$

$$\varphi = -0{,}2n + \sqrt{1 - 0{,}16n^2}.$$

Значения n в первом приближении могут быть приняты по табл. к примеру 9.1:

а) $t_н'' = +2{,}5$ °C;

при $\rho = 0$; $n = 0$ $\varphi = 1$;

при $\rho_{ср} = 0{,}3$; $n = 0{,}64$ $\varphi = -0{,}2 \cdot 0{,}64 + \sqrt{1 - 0{,}16 \cdot 0{,}64^2} = 0{,}837$;

при $\rho_{макс} = 2{,}2 \cdot 0{,}3 = 0{,}66$; $n = 1{,}4$ $\varphi = -0{,}2 \cdot 1{,}4 + \sqrt{1{,}016 \cdot 1{,}4^2} = 0{,}547$;

$$\overline{Q}_o = \frac{18 - 2{,}5}{18 + 26} = 0{,}353.$$

Определяем τ_1 по формуле (13.13) при φ, соответствующей $Q_г = Q_г^{ср}$:

$$\tau_1 = 18 + 64{,}5\,(0{,}353)^{0,8} + \frac{1}{0{,}837}(80 - 0{,}5 \cdot 25)\,0{,}353 = 74{,}7 \text{ °C}.$$

При новом, более высоком значении τ_1 несколько уменьшатся n, увеличатся φ, что приведет к некоторому снижению τ_1. Для уточнения τ_1 произведем проверку суточного баланса расхода теплоты на отопление. Для этого определим по формуле (9.23) значения $Q_o/Q_{o.p}$ для рассматриваемых трех периодов:

а) при $Q_г = 0$

$$Q_o/Q_{o.p} = \frac{74{,}7 - 2{,}5}{18 + 26 + \frac{0{,}5 + 2{,}2}{1 + 2{,}2}\,\frac{80}{1} + 64{,}5\,(Q_{o.p}/Q_o)^{0,2}\,(44/15{,}5)^{0,2}}\;\frac{44}{15{,}5} = 1{,}07;$$

б) при $Q_г = Q_г^{ср}$ $\varphi = 0{,}837$

$$Q_o/Q_{o.p} = \frac{74{,}7 - 2{,}5}{44 + \frac{2{,}7}{3{,}2}\,\frac{80}{0{,}837} + 64{,}5\,(Q_{o.p}/Q_o)^{0,2}\,(44/15{,}5)^{0,2}}\;\frac{44}{15{,}5} = 1{,}0;$$

в) при $Q_г = 2{,}2Q_г^{ср}$ $\varphi = 0{,}547$

$$Q_o/Q_{o.p} = \frac{74{,}7 - 2{,}5}{44 + \frac{2{,}7}{3{,}2}\,\frac{80}{0{,}547} + 64{,}5\,(Q_{o.p}/Q_o)^{0,2}\,(44/15{,}5)^{0,2}}\;\frac{44}{15{,}5} = 0{,}82.$$

Суточный баланс расхода теплоты на отопление

$$(Q_o/Q_{o.p})_{сут} = \frac{6}{24}\,1{,}07 + \frac{13}{24}\,1 + \frac{5}{24}\,0{,}82 = 0{,}98.$$

Определяем $\Delta\tau_1$ по формуле (13.17):

$$\Delta\tau_1 = [1 - 0{,}98]\,(74{,}7 - 2{,}5) = 1{,}45 \text{ °C}.$$

Новое значение $\tau_1 = 74{,}7 + 1{,}45 = 76{,}15$ °C.

При этом значении τ_1 аналогичным образом могут быть уточнены значения n по формуле (9.13), φ по формуле (3.8б), $Q_o/Q_{o.p}$ по формуле (9.23) и найдено новое значение τ_1.

13.3.2. НЕЗАВИСИМОЕ ПРИСОЕДИНЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

При параллельной и смешанной схемах включения подогревателей и отсутствии регуляторов расхода (рис. 12.2) расход сетевой воды на горячее водоснабжение приводит к сокращению расхода сетевой воды на подогреватель отопления, что также должно компенсироваться соответствующим повышением температурного графика во внешней тепловой сети.

Требуемый температурный график в подающей линии внешней тепловой сети определяется уравнением (13.9), т. е. тем же уравнением, что и при независимом присоединении отопительной нагрузки. Отличие заключается в том, что при наличии в сети только отопительной нагрузки безразмерная тепловая нагрузка отопительного подогревателя $\varepsilon_п$ и $W_м$, входящие в (13.9), сохраняются неизменными; при наличии нагрузки горячего водоснабжения изменение эквивалента расхода воды на подогреватель $W_п = \varphi_п W'_п$, где $W'_п$ — эквивалент расхода воды на подогреватель при $W_г = 0$, приводит к изменению отношения $W_м / W_б$ и соответственно $\varepsilon_п$, а также к изменению $W_м$, если $W_п = \varphi_п W'_п < W_о$.

Величины $\varphi_п$ и n определяются при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения по тем же формулам, что и при зависимой схеме присоединения систем отопления.

Задача также решается методом последовательных приближений с предварительным определением τ_1 по формуле (13.9) при $\varphi = 1$ и последующей корректировкой этой величины после определения $\varphi_п$ и новых значений $W_п$ и $\varepsilon_п$. После определения τ_1 производится проверка суточного баланса расхода теплоты на отопление.

13.4. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ГРАФИКИ ДЛЯ ОТКРЫТОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

13.4.1. ЗАВИСИМОЕ ПРИСОЕДИНЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Температурный график открытой системы теплоснабжения при отсутствии регуляторов расхода на абонентских вводах определяется уравнениями (13.13) и (13.14), т. е. теми же уравнениями, что и для закрытой системы с параллельной и смешанной схемами при отсутствии регуляторов расхода. Отличие заключается в методике определения φ. Для открытой системы теплоснабжения величина φ определяется по формуле (11.9). Входящая в (11.9) величина β определяется по формуле (11.11) при значении $Q_о/Q_{о.р} = 1$. Поскольку в формулу (11.11) входит величина φ, задача решается методом последовательных приближений.

Порядок расчета может быть принят следующим:

1) определяется предварительное значение $\beta^{(1)}$ по формуле (11.11) при значении $\varphi^{(1)} = 1$ и величине $\tau_1^{(1)}$ по отопительному температурному графику (верхний индекс в скобках означает номер итерации);

2) при найденном $\beta^{(1)}$ определяется $\varphi^{(2)}$ по формуле (11.9) при «балансовой» нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^б = (1{,}1 \div 1{,}2)\ Q_г^{ср}$;

3) определяются $\tau_1^{(2)}$ по формуле (13.13) и $\tau_{о2}$ по формуле (13.14) при $\varphi^{(2)}$;

4) по формуле (11.11) определяется значение $\beta^{(2)}$ при найденных значениях $\varphi^{(2)}$ и $\tau_1^{(2)}$;

5) по формуле (11.9) определяется $\varphi^{(3)}$, а по формуле (13.13) — значение $\tau_1^{(3)}$ при $\varphi^{(3)}$ и т. д.

Расчет заканчивается при близких φ или τ_1 в двух последовательных приближениях.

Суточный баланс расхода теплоты на отопление при заданном суточном графике нагрузки горячего водоснабжения может быть проведен по вышеприведенной методике.

Пример 13.3. Для условий примера 11.1 рассчитать температуры в подающей линии сети при характерных наружных температурах: —25; —5 и +6 °С, обеспечивающие при средней нагрузке горячего водоснабжения расчетную внутреннюю температуру отапливаемых помещений 18 °С.

Решение:

а) определяем τ_1 и τ_{02} при $t'_н$, равной —25 °С:

1) $\beta^{(1)} = 0$, поскольку $\tau_{02} = 70\ °C > t_1 = 60\ °C$;

2) $$\varphi^{(2)} = -0{,}3\frac{80}{70-5}0{,}4 + \sqrt{0{,}3^2\left(\frac{80}{65}\right)^2[-0{,}4]^2 - 0{,}3^2\left(\frac{80}{65}\right)^2 0{,}4 + 1} = 1{,}13;$$

3) $$\tau_1^{(2)} = 18 + 64{,}5\cdot 1 + \frac{1}{1{,}13}(80 - 0{,}5\cdot 25)\cdot 1 = 142{,}3\ °C;$$

$$\tau_{02} = 142{,}3 - 80/1{,}13 = 71{,}3\ °C;$$

4) поскольку найденное $\tau_{02} > t_1 = 60$ °С, β, равная нулю, не изменилась. Поэтому уточнять φ, τ_1 и τ_{02} не требуется;

б) определяем значения τ_1 и τ_2 при $t_н = -5$ °С:

$$\overline{Q}_о = \frac{Q_{о.р}}{Q'_о} = \frac{18+5}{18+25} = 0{,}523;$$

1) предварительное значение $\beta^{(1)}$ по формуле (11.1) при $\varphi^{(1)} = 1$ и $\tau_1^{(1)} = 93$ °С по отопительному температурному графику, определенное в примере (11.1), составляет $\beta^{(1)} = 0{,}23$;

2) $\varphi^{(2)}$ по формуле (11.9), также определенная в примере (11.1), равна 1,07;

3) $$\tau_1^{(2)} = 18 + 64{,}5\cdot 0{,}523^{0{,}8} + \frac{1}{1{,}07}(80 - 0{,}5\cdot 25)\cdot 0{,}523 = 89{,}8\ °C;$$

4) $$\beta^{(2)} = 1 - \frac{89{,}8-60}{80}\,\frac{43}{23}\,1\cdot 1{,}07 = 0{,}255;$$

5) $$\varphi^{(3)} = -0{,}3\frac{80}{55}[0{,}255\cdot 0{,}4 - 0{,}745\cdot 0{,}4] +$$
$$+\sqrt{0{,}3^2\left(\frac{80}{55}\right)^2[0{,}255\cdot 0{,}4 - 0{,}745\cdot 0{,}4^2] - 0{,}3^2\left(\frac{80}{55}\right)^2[0{,}255^2\cdot 0{,}4 + 0{,}745^2\cdot 0{,}4] + 1} =$$
$$= 1{,}066.$$

Поскольку найденное φ близко к предварительно определенному, пересчета τ_1 не производим;

$$\tau_{02} = 89{,}8 - \frac{80\cdot 0{,}523}{1{,}066} = 50{,}5\ °C;$$

в) определяем τ_1 и τ_{02} при $t''_н = +6$ °С.

При этом

$$\overline{Q}_о = \frac{Q_{о.р}}{Q'_о} = \frac{18-6}{18+25} = 0{,}279;$$

1) при $t''_н = +6$ °С по отопительному температурному графику $\tau''_1 = 60$ °С и $\beta = 1$;

2) $$\varphi^{(2)} = -0{,}3\frac{80}{60-5}0{,}4 + \sqrt{0{,}3^2\left(\frac{80}{55}\right)^2\cdot 0{,}4^2 - 0{,}3^2\left(\frac{80}{55}\right)^2\cdot 0{,}4 + 1} = 0{,}8;$$

3) $$\tau_1^{(2)} = 18 + 64{,}5\cdot 0{,}279^{0{,}8} + \frac{1}{0{,}8}(80 - 0{,}5\cdot 25)\cdot 0{,}279 = 64{,}7°\ C;$$

4) $$\beta^{(2)} = 1 - \frac{64{,}7-60}{80}\,\frac{1}{0{,}279}\,0{,}8 = 0{,}832;$$

5) $$\varphi^{(3)} = -0{,}3\frac{80}{55}[0{,}832\cdot 0{,}4 - 0{,}168\cdot 0{,}4] +$$
$$+\sqrt{0{,}3^2\left(\frac{80}{55}\right)^2[0{,}832\cdot 0{,}4 - 0{,}168\cdot 0{,}4]^2 - 0{,}3^2\left(\frac{80}{55}\right)^2[0{,}832^2\cdot 0{,}4 + 0{,}168^2\cdot 0{,}4] + 1} =$$
$$= 0{,}864.$$

По формуле (13.13) уточняем τ_1 при этом значении φ:

$$\tau_1^{(3)} = 18 + 64{,}5 \cdot 0{,}279^{0,8} + \frac{1}{0{,}864}(80 - 0{,}5 \cdot 25) \cdot 0{,}279 = 63\ ^\circ\mathrm{C}.$$

По формуле (11.11)

$$\beta^{(3)} = 1 - \frac{63 - 60}{80}\,\frac{1}{0{,}279}\,0{,}866 = 0{,}884.$$

При этом β

$$\varphi^{(4)} = -0{,}3\,\frac{80}{55}\,[0{,}884 \cdot 0{,}4 - 0{,}116 \cdot 0{,}4] +$$

$$+ \sqrt{0{,}3^2\left(\frac{80}{55}\right)^2 [0{,}884 \cdot 0{,}4 - 0{,}116 \cdot 0{,}4]^2 - 0{,}3^2\left(\frac{80}{55}\right)^2 [0{,}884^2 \cdot 0{,}4 + 0{,}116^2 \cdot 0{,}4] + 1} =$$

$$= 0{,}844.$$

Поскольку $\varphi^{(4)} \approx \varphi^{(3)}$, нового пересчета не производим:

$$\tau_{02} = 63 - (80/0{,}844) \cdot 0{,}279 = 36{,}6\ ^\circ\mathrm{C}.$$

13.4.2. НЕЗАВИСИМОЕ ПРИСОЕДИНЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Температурный график открытой системы теплоснабжения при независимом присоединении отопительных систем и отсутствии регуляторов расхода на тепловых подстанциях (рис. 12.3) определяется уравнением (13.9). Нагрузка горячего водоснабжения приводит к изменению эквивалента расхода воды на подогреватель $W_п = \varphi_п W_п'$. При этом в формуле (13.9) изменяются $\varepsilon_п$ в результате изменения $W_м/W_б$, а также $W_м$, если $W_п = \varphi W_п' < W_о$. Значения φ и n определяются по тем же формулам, что и при зависимой схеме присоединения систем отопления.

Задача решается методом последовательных приближений.

13.5. ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ГРАФИКИ ДЛЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМЫ ВКЛЮЧЕНИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

13.5.1. ЗАВИСИМОЕ ПРИСОЕДИНЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

При двухступенчатой последовательной схеме включения подогревателей сетевая вода перед поступлением в систему отопления охлаждается водопроводной водой во второй ступени подогревателя. Поэтому задача расчета температурного графика в подающей линии для этой схемы сводится к определению при всех наружных температурах соответствующей надбавки к отопительному температурному графику δ_1, которая компенсирует указанное охлаждение сетевой воды. Сетевая вода после системы отопления охлаждается водопроводной водой в I ступени подогревателя. Поэтому для расчета температуры сетевой воды в обратной линии необходимо определить при всех наружных температурах снижение температуры сетевой воды в I ступени подогревателя горячего водоснабжения δ_2. Методика расчета приведена в [61].

Исходными данными для расчета являются: $\rho_{ср} = Q_г^{ср}/Q_о'$ для типового абонента; расчетный график температур для отопления $\tau_{01} = f(t_н)$ и $\tau_{02} = f(t_н)$; типовой суточный график нагрузки горячего водоснабжения.

При неравномерном суточном графике нагрузки горячего водоснабжения расчет температурного графика на среднюю нагрузку горячего водоснабжения не обеспечивает суточный баланс тепла на отопление. Поэтому расчет δ_1 и δ_2 производится при балансовой нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^б =$

$= \varkappa Q_г^{ср}$. Величину $\varkappa$ обычно принимают равной 1,2. Расчет значений δ_1 и δ_2 производится следующим образом.

При наружной температуре $t_н''$ и нагрузке горячего водоснабжения $Q_г^б$ задаются величиной недогрева водопроводной воды в первой ступени подогревателя до температуры греющей воды

$$\Delta t_I = \tau_{02}'' - t_п. \quad (13.18)$$

Величину Δt_1 в [61] рекомендуется принимать равной 5—10 °С. Как отмечалось выше, оптимальная Δt_1 ниже обычно принимаемых значений и составляет примерно 1,5—3 °С.

Перепад температур сетевой воды в I ступени подогревателя при $t_н''$ и $Q_г^б$ из теплового баланса

$$\delta_2'' = \frac{Q_г^б}{Q_о'} \frac{t_п'' - t_2}{t_1 - t_2} (\tau_{01}' - \tau_{02}') = \rho_б \, \delta\tau_о' \frac{t_п'' - t_2}{t_1 - t_2} = \rho_б \, \delta\tau_о' \frac{\tau_{02}'' - \Delta t_I - t_2}{t_1 - t_2}. \quad (13.19)$$

Этот же перепад при других температурах наружного воздуха определяется из соотношения

$$\frac{\delta_2}{\delta_2''} = \frac{Q_I}{Q_I''} = \frac{\varepsilon_п W_м (\tau_{02} - t_2)}{\varepsilon_п'' W_м'' (\tau_{02}'' - t_2)}. \quad (13.20)$$

При неизменной нагрузке горячего водоснабжения и постоянном расходе сетевой воды $\varepsilon_п = \varepsilon_п''$ и $W_м = W_м''$

$$\delta_2 = \delta_2'' \frac{\tau_{02} - t_2}{\tau_{02}'' - t_2} = \rho_б \, \delta\tau_о' \frac{\tau_{02}'' - t_2 - \Delta t_I}{t_1 - t_2} \frac{\tau_{02} - t_2}{\tau_{02}'' - t_2}.$$

При этих условиях $\delta = \delta_I + \delta_{II}$ есть величина постоянная при всех температурах наружного воздуха, определяемая из соотношения

$$Q_г^б = W_о (\delta_1 + \delta_2) = \frac{Q_о'}{\tau_{01}' - \tau_{02}'} (\delta_1 + \delta_2). \quad (13.21)$$

Отсюда

$$\delta_1 + \delta_2 = \delta = \frac{Q_г^б}{Q_о'} (\tau_{01}' - \tau_{02}') = \rho_б \, \delta\tau_о'; \quad (13.22)$$

$$\delta_1 = \delta - \delta_2 = \rho_б \, \delta\tau_о' \left(1 - \frac{\tau_{02}'' - t_2 - \Delta t_I}{t_1 - t_2} \frac{\tau_{02} - t_2}{\tau_{02}'' - t_2} \right). \quad (13.23)$$

Температура воды в подающей и обратной линиях тепловой сети при балансовой нагрузке горячего водоснабжения

$$\tau_1 = \tau_{01} + \delta_1; \quad (13.24)$$

$$\tau_2 = \tau_{02} - \delta_2. \quad (13.25)$$

Суточный баланс типового здания при любой наружной температуре может быть проверен по формуле

$$(Q_о)_{сут} = \sum_1^{24} n_i (Q_о)_i, \quad (13.26)$$

где n_i — длительность в часах разных периодов нагрузки горячего водоснабжения; $(Q_о)_i$ — расход теплоты на отопление при данном режиме горячего водоснабжения, определяемый по формуле (10.4а).

Если имеет место небаланс расхода теплоты на отопление, т. е. разность между расчетным расходом теплоты на отопление типового здания и количеством теплоты, которое фактически получает отопительная система,

$$\Delta Q_{о} = 24Q_{о.р} - (Q_{о})_{сут} \neq 0, \qquad (13.27)$$

следует определить поправку к графику температур подающей линии на устранение небаланса теплоты в отопительной системе по формуле

$$\delta_{1б} = \frac{\Delta Q_{о}}{\sum_{1}^{24} \left(\frac{\partial Q_{о}}{\partial \tau_{1}} \right)_{i}^{ni}} . \qquad (13.28)$$

Величина $\partial Q_{о}/\partial \tau_{1}$ определяется по формуле

$$\partial Q_{о}/\partial \tau_{1} = \varepsilon_{о} W_{о}/[1 - \varepsilon_{I}(1 - \varepsilon_{о})(W_{м}/W_{о})]. \qquad (13.29)$$

При принятом температурном графике, рассчитанном для «типового» абонента, у «нетиповых» абонентов должен быть определен требуемый при этом температурном графике расход сетевой воды по методике, изложенной в § 10.2.

Пример 13.4. Рассчитать температурный график для типового абонента с двухступенчатой последовательной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения. Исходные данные: отопительный температурный график приведен в исходных данных к примеру 9.1; средняя относительная нагрузка горячего водоснабжения $\rho_{ср} = 0{,}3$; коэффициент, учитывающий неравномерность суточного графика горячего водоснабжения, $\varkappa = 1{,}2$; недогрев водопроводной воды в I ступени подогревателя $\Delta t_{1} = 5$ °С.

Решение.

1. Определяем относительную балансовую нагрузку горячего водоснабжения:

$$\rho_{б} = \varkappa \rho_{ср} = 1{,}2 \cdot 0{,}3 = 0{,}36.$$

2. Определяем снижение температуры сетевой воды в I ступени подогревателя δ_{2} по формуле (13.21):

$$\delta_{2} = 0{,}36 \cdot 80 \frac{41{,}7 - 5 - 5}{60 - 5} \frac{\tau_{о2} - 5}{41{,}7 - 5} = 0{,}453(\tau_{о2} - 5).$$

3. Определяем величину $\delta = \delta_{1} + \delta_{2}$ по формуле (13.22):

$$\delta = 0{,}36 \cdot 80 = 28{,}8 \text{ °С}.$$

4. Определяем требуемое повышение температуры воды в подающей линии сети по формуле (13.23):

$$\delta_{1} = 28{,}8 - 0{,}453(\tau_{о2} - 5).$$

Ниже приведены результаты расчета при заданном отопительном температурном графике:

Наружная температура $t_{н}$, °С	—26	—20	—15	—10	—6	—3	—1	+2,4
Отопительный температурный график, °С:								
$\tau_{о1}$	150	133	119	105	93,7	85	79,7	70
$\tau_{о2}$	70	64	59	54	50	47	45	41,7
Снижение температуры в обратной линии при $Q_{г}^{б}$ δ_{2}, °С	29,4	26,7	24,4	22,2	20,4	19	18,1	16,6
Повышение температуры в подающей линии δ_{1}, °С	0	2,1	4,4	6,6	8,4	9,8	10,7	12,2
Температурный график для суммарной нагрузки отопления и горячего водоснабжения при $Q_{г}^{б}$, °С								
τ_{1}	150	135,1	123,4	111,6	102,1	94,8	90,4	82,2
τ_{2}	40,6	37,4	34,6	31,8	29,6	28	26,9	25,1

13.5.2. НЕЗАВИСИМОЕ ПРИСОЕДИНЕНИЕ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Температурный график при независимом присоединении отопительных систем рассчитывают, исходя из тех же предпосылок, что и при зависимом присоединении; таким же образом рассчитывают величины δ_1 и δ_2. Разница заключается в том, что значения δ_1 и δ_2 соответственно прибавляются и вычитаются из значений температур сетевой воды по отопительному температурному графику для независимого присоединения отопительных систем, т. е.

$$\tau_1 = \tau_{п1} + \delta_1; \tag{13.30}$$

$$\tau_2 = \tau_{п2} - \delta_2, \tag{13.31}$$

где $\tau_{п1}$ и $\tau_{п2}$ — температуры до и после подогревателя отопления, требуемые по отопительному температурному графику и определяемые по формулам (13.9) и (13.10).

Формулы для определения δ_1 и δ_2 при независимой схеме принимают следующий вид:

$$\delta_2'' = \rho_б\, \delta\tau_п' \frac{t_п'' - t_2}{t_1 - t_2} = \rho_б\, \delta\tau_п' \frac{\tau_{п2}'' - \Delta t_1 - t_2}{t_1 - t_2}; \tag{13.32}$$

$$\delta_2 = \delta_2'' \frac{\tau_{п2} - t_2}{\tau_{п2}'' - t_2} = \rho_б\, \delta\tau_п' \frac{\tau_{п2}'' - \Delta t_1 - t_2}{t_1 - t_2} \frac{\tau_{п2} - t_2}{\tau_{п2}'' - t_2}; \tag{13.33}$$

$$\delta_1 + \delta_2 = \rho_б\, \delta\tau_п'; \tag{13.34}$$

$$\delta_1 = \rho_б\, \delta\tau_п' \left(1 - \frac{\tau_{п2}'' - t_2 - \Delta t_2}{t_1 - t_2} \frac{\tau_{п2} - t_2}{\tau_{п2}'' - t_2}\right). \tag{13.35}$$

Температура водопроводной воды после первой ступени подогревателя горячего водоснабжения при $Q_г^б$

$$t_п = t_2 + \frac{Q_1}{W_в} = t_2 + \frac{W(\tau_{п2} - t_2)}{Q_г^б}(t_1 - t_2) = t_2 + \frac{\delta_2 (t_1 - t_2)}{\rho_б\, \delta\tau_п'}. \tag{13.36}$$

Проверка суточного баланса расхода теплоты на отопление производится путем расчета расходов теплоты на отопление при всех нагрузках горячего водоснабжения согласно суточному графику этой нагрузки.

Методика расчета расхода теплоты на отопление для рассматриваемой схемы приведена в п. 12.2.2.

13.6. РЕЖИМ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ ОТ ТЭЦ ДЛЯ РАЙОНА С РАЗНОРОДНОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКОЙ

13.6.1. УСЛОВИЯ ВЫБОРА ОПТИМАЛЬНОГО ТЕМПЕРАТУРНОГО ГРАФИКА

Приведенные выше методы расчета температурных графиков центрального регулирования отпуска теплоты позволяют установить температурный график для определенной схемы тепловой подстанции, преобладающей в районе теплоснабжения, при определенном отношении нагрузок горячего водоснабжения и отопления, характерном для «типового» абонента.

Для сокращения расхода воды в тепловых сетях и увеличения благодаря этому их пропускной способности по теплоте в районах нового жилищного строительства с развитой нагрузкой горячего водоснабжения применяется не обычный отопительный температурный график, рассчитанный на режим работы отопительных систем, а повышенный температурный график, рассчитанный на покрытие совместной нагрузки отопления и горячего водоснабжения. В закрытых системах теплоснабжения повышенный график

рассчитывается на покрытие нагрузки «типовой» тепловой подстанции с двухступенчатой последовательной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения при расходе сетевой воды на ввод, равном расходу на отопление, т. е. 10,8 м³/ч на 1 МВт (12,5 м³/ч на 1 Гкал/ч) присоединенной отопительной нагрузки при температурном графике отопительных систем 150—70 °С. В качестве типовой принимается тепловая подстанция с относительной средней нагрузкой горячего водоснабжения $\rho_р = Q_г^{ср}/Q_о'$ такой же, как в целом по району. У абонентов с относительной нагрузкой $\rho_а < \rho_р$, в том числе и у абонентов без горячего водоснабжения, расход сетевой воды принимается равным отопительному во избежание недогрева при

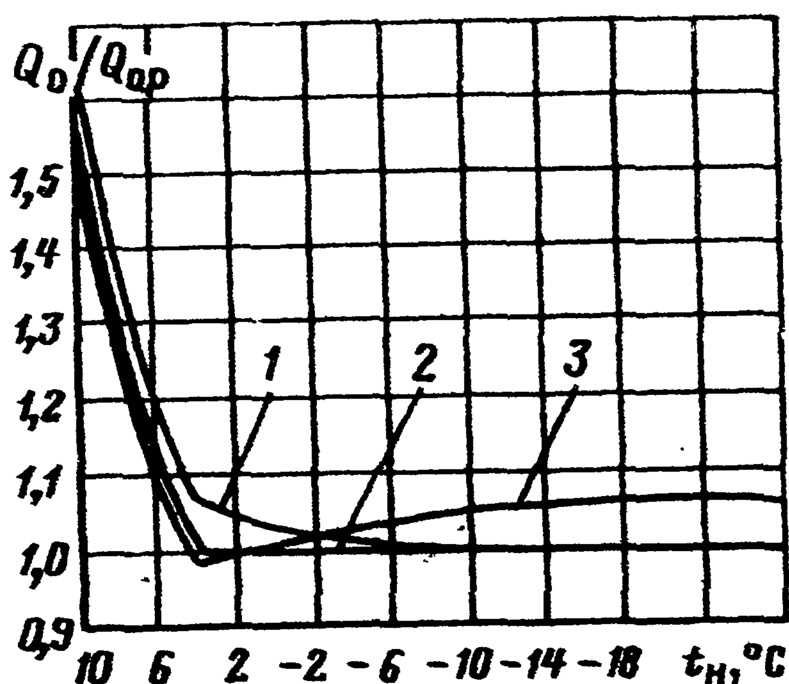


Рис. 13.2. Зависимость относительного расхода теплоты на отопление от наружной температуры для различных категорий абонентов при температурном графике района $\rho_р = 0,2$:

1 — для абонентов с параллельной и смешанной схемами; 2 — для абонентов с последовательной схемой и $\rho_а = \rho_р = 0,2$; 3 — для абонентов с последовательной схемой и $\rho_а = 0,4$

расчетной наружной температуре. При отсутствии дополнительного местного регулирования у таких абонентов имеет место перегрев при повышенных температурах наружного воздуха.

У абонентов с $\rho_а > \rho_р$ устанавливается расход воды, больший отопительного. Добавок воды определяется из условия обеспечения расчетной внутренней температуры отапливаемых помещений при температуре «излома» графика. У этих абонентов имеет место перегрев при низких температурах наружного воздуха.

У абонентов без нагрузки горячего водоснабжения и с нагрузкой горячего водоснабжения, включенной по параллельной и смешанной схемам, а также у неавтоматизированных абонентов с вентиляционной нагрузкой при любом температурном графике, отличающемся от отопительного (т. е. рассчитанном на абонента с $\rho_а > 0$), будет иметь место перерасход теплоты на отопление, возрастающий по мере повышения наружной температуры и тем больший, чем больше $\rho_р$.

Сказанное иллюстрируется рис. 13.2, на котором представлены относительные расходы теплоты на отопление $Q_о/Q_{о.р}$ в зависимости от $t_н$ для различных категорий абонентов при температурном графике района, рассчитанном на $\rho_р = 0,2$.

Таким образом, при различных $\rho_р$ изменяются суммарный расход теплоты в районе и температура сетевой воды, возвращаемой на ТЭЦ. Изменяется также максимальный расход воды в тепловых сетях района, имеющий место при температуре «излома» графика и уменьшающийся по мере увеличения $\rho_р$.

Очевидно, что оптимальной для расчета температурного графика будет такая величина $\rho_р$, при которой максимальный расход воды в сети не превышает пропускной способности сети и годовой расход теплоты в районе является минимальным [22].

Для решения этой задачи были разработаны алгоритмы и программа расчета оптимального температурного графика района с полной автоматизацией всех операций [46]. Приводимая ниже методика расчета иллюстрируется укрупненной блок-схемой алгоритма расчета (рис. 13.3).

Исходными данными являются расчетная наружная температура для отопления, удельные расходы сетевой воды для зависимой и независимой схем, расчетные температуры сетевой воды для вентиляции, температуры водопроводной воды на входе и выходе из подогревателя горячего водоснабжения, коэффициент загрязнения подогревателей, коэффициент смешения, расчетная внутренняя температура, количество часов работы вентиляционных установок и др. Данные по абонентам включают схемы присоединения нагрузок отопления и горячего водоснабжения, величины расчетной нагрузки отопления, вентиляции, средней нагрузки горячего водоснабжения, тип и число секций подогревателей отопления (для независимой схемы) и горячего водоснабжения.

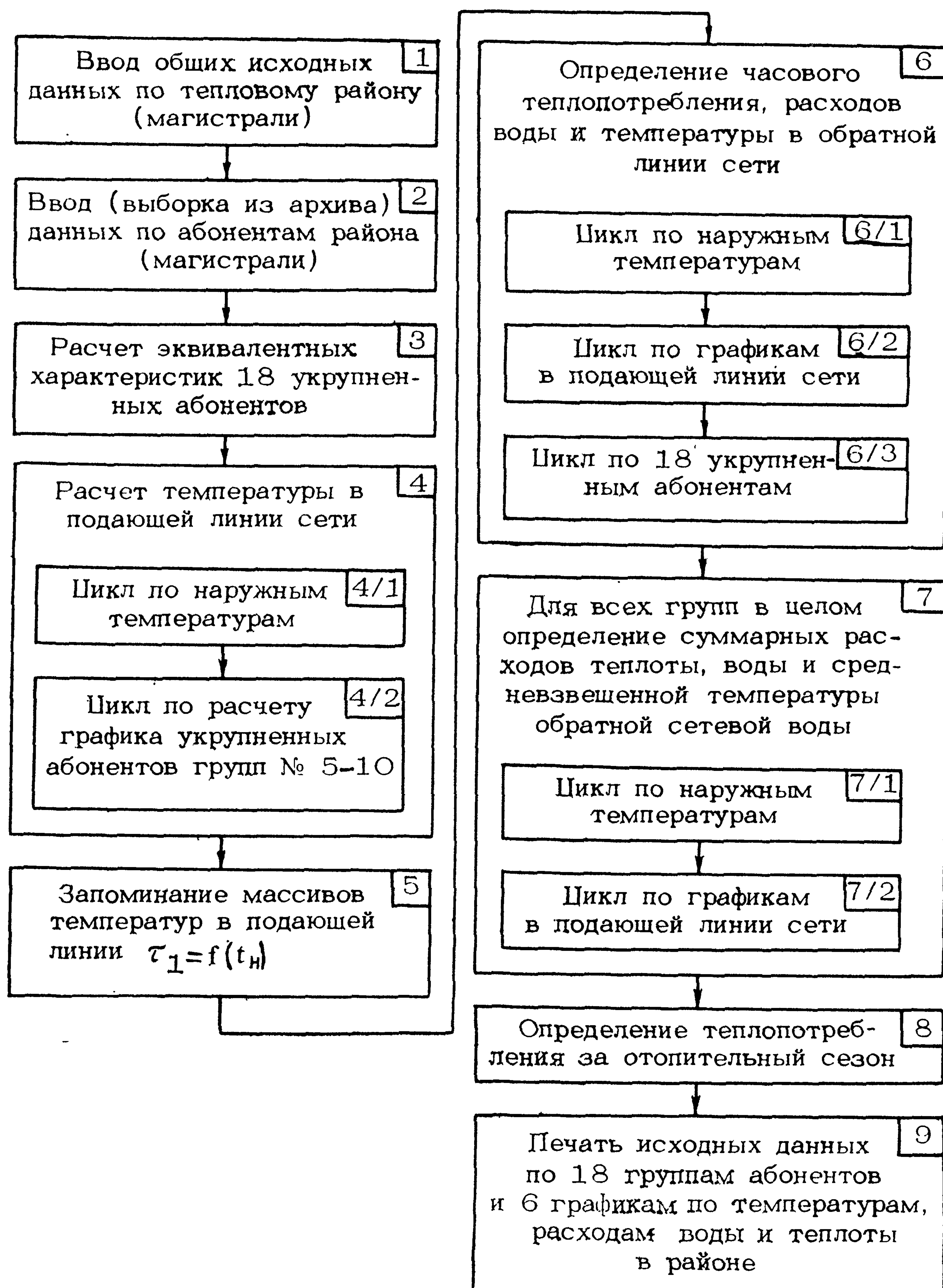


Рис. 13.3. Укрупненная блок-схема алгоритма расчета оптимального температурного графика теплового района

Поскольку при определенном температурном графике расход теплоты, сетевой воды и температура возвращаемой на ТЭЦ воды зависят от характера тепловой нагрузки, схемы ее присоединения к тепловой сети, относительной величины нагрузки горячего водоснабжения, все абоненты объединяются в 18 групп.

Абоненты без горячего водоснабжения: зависимая схема отопления; независимая схема отопления.

Абоненты с параллельной и смешанной схемами горячего водоснабжения: зависимая схема отопления; независимая схема отопления.

Абоненты с последовательной схемой: зависимая схема отопления, $\rho_a < 0{,}05$; $\rho_a = 0{,}05 \div 0{,}15$; $\rho_a = 0{,}15 \div 0{,}25$; $\rho_a = 0{,}25 \div 0{,}35$; $\rho_a = 0{,}35 \div 0{,}45$; $\rho_a > 0{,}45$.

Независимая схема отопления — с такой же разбивкой абонентов по значению ρ_a (11.16).

Абоненты с вентиляционной нагрузкой: 17 — с расчетной наружной температурой отопления; 18 — с расчетной наружной температурой вентиляции.

Каждая из вышеуказанных групп рассматривается как один обобщенный абонент. Тепловые нагрузки обобщенного абонента равны сумме соответствующих тепловых нагрузок всех абонентов, входящих в группу. Сечения трубного и межтрубного пространств каждой ступени подогревателя горячего водоснабжения и отопительного подогревателя обобщенного абонента равны сумме соответствующих сечений подогревателей всех абонентов группы. Поверхности подогревателя каждой ступени и отопительного подогревателя обобщенного абонента равны сумме соответствующих поверхностей подогревателей всех абонентов группы. Расчетные внутренние параметры (температуры в системе отопления, внутренние температуры отапливаемых помещений, температуры воздуха после калорифера) соответствуют большинству абонентов группы.

Для групп обобщенных абонентов с последовательной схемой и зависимым присоединением отопительных систем как преобладающих (группы 5—10) рассчитываются температурные графики центрального регулирования по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения, обеспечивающие постоянную заданную внутреннюю температуру отапливаемых помещений в течение отопительного сезона на диапазоне переменных температур воды в сети. При этом для всех групп принимается одинаковый расчетный перепад температур в тепловой сети, обычно 150—70 °С, определяющий удельный расход сетевой воды на 1 МВт (1 Гкал) присоединенной нагрузки отопления 10,8 м³/ч · МВт (12,5 м³/Гкал).

При каждом температурном графике для каждой группы рассчитываются при средней нагрузке горячего водоснабжения и при всех наружных температурах расходы теплоты на ввод, температуры обратной сетевой воды, расходы сетевой воды. За отопительный сезон с учетом длительности стояния наружных температур определяется расход теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение.

При каждом температурном графике для теплового района в целом рассчитываются при средней нагрузке горячего водоснабжения и при всех наружных температурах суммарные расходы теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и средневзвешенные по расходам температуры обратной сетевой воды, а также суммарные расходы сетевой воды. За отопительный сезон с учетом длительности стояния наружных температур определяются суммарный расход теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и суммарный расход сетевой воды.

Из температурных графиков, при которых расход сетевой воды, проверяемый путем гидравлического расчета сети при найденных расходах воды у

абонентов, не превышает пропускную способность сети, выбирается тот, при котором суммарный расход теплоты за отопительный сезон является минимальным.

13.6.2. ПРИМЕР РАСЧЕТА

В качестве примера приведен расчет графиков центрального регулирования района с разнородной тепловой нагрузкой. Из архива по специальной программе автоматически выбраны 1007 абонентов одного теплового района с суммарной тепловой нагрузкой 1860,8 МВт (1600 Гкал/ч) при среднем $\rho_р = 0{,}270$. Тепловые нагрузки отопления и горячего водоснабжения обобщенных групп абонентов и схемы их присоединения приведены в табл. 13.1.

Тепловые нагрузки района и распределение их по схемам присоединения систем отопления представлены в табл. 13.2. Распределение нагрузки горячего водоснабжения по схемам присоединения показано в табл. 13.3.

Как следует из табл. 13.1 и 13.2, отопительная нагрузка абонентов с последовательной схемой составляет 68,6% суммарной нагрузки отопления. Распределение абонентов с последовательной схемой по величине относительной нагрузки горячего водоснабжения приведено в табл. 13.1.

Нагрузка вентиляции составляет в районе 20,9%. При расчете температурного графика принято, что вентиляционные установки автоматизированы и работают 14 ч в сутки. При расчете автоматизированных вентиляционных установок расход воды на калорифер изменяется в течение отопительного периода из условия поддержания расчетной температуры воздуха на выходе из установки.

В часы суток, когда установка отключена по воздуху, расход сетевой воды на калорифер сокращается до 10% расчетного расхода.

На рис. 13.4 представлены шесть температурных графиков при различных значениях ρ (от 0 до 0,45), температуры обратной сетевой воды в районе для графиков $\rho = 0$; 0,2; 0,4 и удельные расходы сетевой воды в районе (отнесенные к тепловой нагрузке района) для шести указанных вариантов графиков. В табл. 13.4 приведены частично результаты расчета режимов работы системы при трех температурах наружного воздуха (−24, +2,5, +9 °С) и трех температурных графиков района $\rho_р$ (0,1, 0,2, 0,3).

Как видно из таблицы, для данного района с большой долей абонентов, присоединенных по последовательной схеме, минимальный расход теплоты в районе имеет место при графике, рассчитанном на $\rho = 0{,}2$. Однако разница в годовых расходах теплоты в районе при графиках $\rho = 0{,}1$ и $\rho = 0{,}2$ несущественна (0,11 %). Более значительна разница в расходах сетевой воды. Например, удельный расчетный расход сетевой воды в районе при графике $\rho = 0{,}2$ равен 9,5 т/(МВт·ч) (11 т/Гкал), а при графике $\rho = 0{,}1$ — 10 т/(МВт·ч) (11,6 т/Гкал), т. е. на 5,5 % больше.

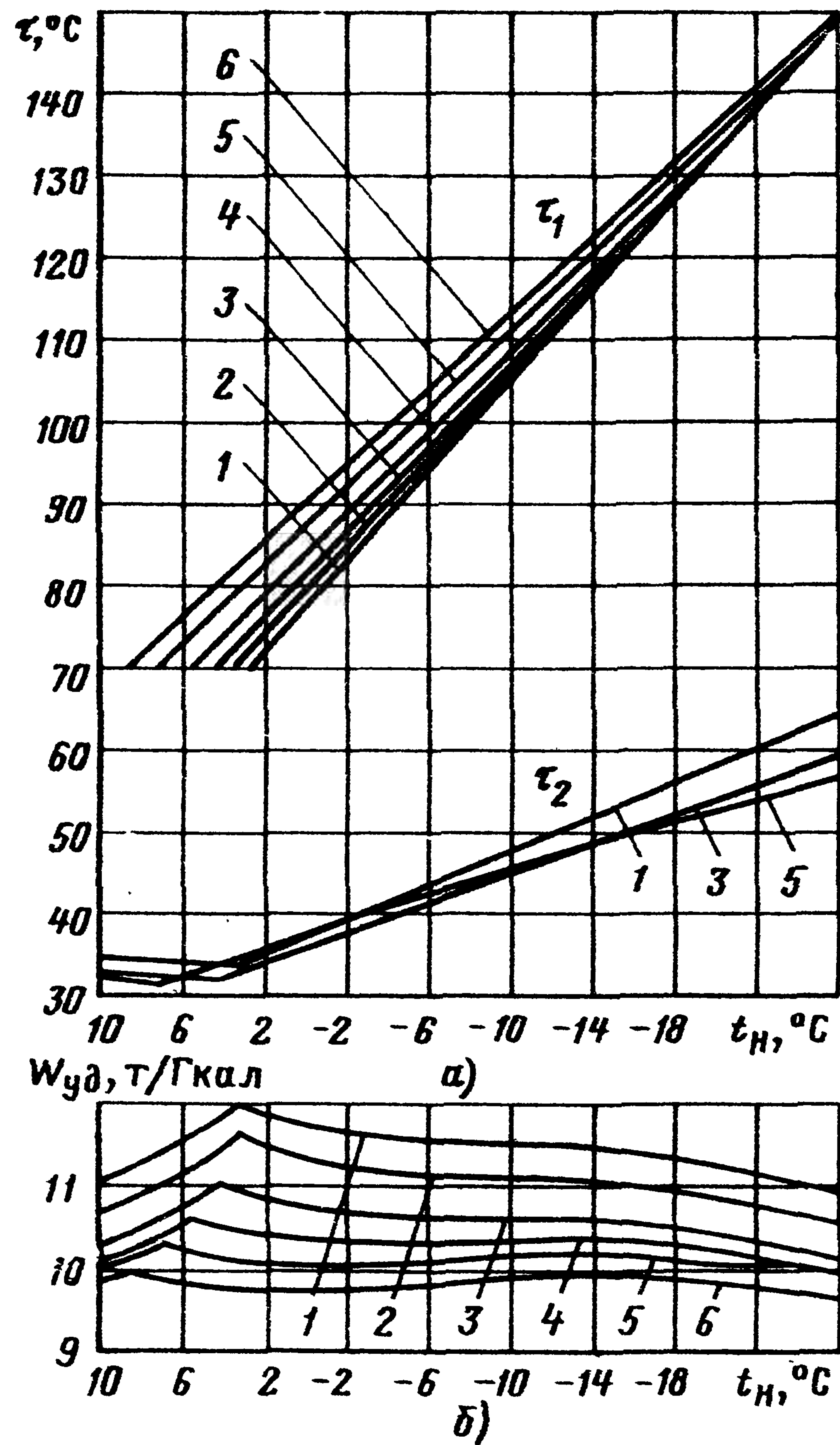


Рис. 13.4. Температурные графики района, рассчитанные для различных значений ρ, (*а*) и удельные расходы сетевой воды (*б*):

1 — $\rho=0$; *2* — $\rho=0{,}1$; *3* — $\rho=0{,}2$; *4* — $\rho=0{,}3$; *5* — $\rho=0{,}4$; *6* — $\rho>0{,}45$

Таблица 13.1. Структура присоединенной нагрузки

Схема присоединения горячего водоснабжения	Схема присоединения системы отопления										
	зависимая					независимая					
	Количество абонентов	Нагрузка отопления		Нагрузка горячего водоснабжения		Количество абонентов	Нагрузка отопления		Нагрузка горячего водоснабжения		
		МВт	Гкал/ч	МВт	Гкал/ч		МВт	Гкал/ч	МВт	Гкал/ч	
Без горячего водоснабжения	192	144,6	124,4	0	0	17	42,9	36,9	0	0	
Смешанная и параллельная	199	157,4	135,4	79,0	68,0	24	18,3	15,8	14,3	12,3	
Последовательная:											
$\rho=0$	9	16,0	13,8	0,58	0,5	0	0	0	0	0	
$\rho=0,1$	61	137,2	118,0	13,9	12,0	13	23,02	19,8	2,4	2,1	
$\rho=0,2$	96	171,4	147,4	35,1	30,2	11	162	14,0	3,2	2,8	
$\rho=0,3$	94	102,1	87,8	31,0	26,7	29	48,7	41,9	15,2	13,1	
$\rho=0,4$	142	147,0	126,4	58,7	50,5	34	58,3	50,2	23,6	20,3	
$\rho=0,45$	71	57,2	49,2	27,1	23,3	15	17,5	15,1	8,2	7,1	

Примечание. Вентиляция: расчетная темпеартура —25 °С — количество абонентов 87; нагрузка 221,3 МВт (190,3 Гкал/ч); расчетная температура —15 °С — количество абонентов 164; нагрузка 168,7 МВт (145,1 Гкал/ч).

Таблица 13.2. Распределение нагрузок по схемам присоединения отопления

Нагрузка	Схема присоединения		Сумма
	зависимая	независимая	
Расчетная нагрузка отопления $Q'_о$, МВт(Гкал/ч)	933,1 (802,4)	225,2 (193,7)	1158,3 (996,1)
Средняя нагрузка горячего водоснабжения $Q_г^{ср}$, МВт(Гкал/ч)	245,6 (211,2)	67,1 (57,7)	312,7 (268,9)
Нагрузка вентиляции $Q'_в$, МВт(Гкал/ч)			
$t'_{н.в} = -25$ °С	—	—	221,3 (190,3)
$t'_{н.в} = -15$ °С	—	—	168,7 (145,1)
Всего, МВт (Гкал/ч)	1178,8 (1013,6)	292,3 (251,4)	1861,2 (1600,4)

Таблица 13.3. Распределение нагрузки горячего водоснабжения по схемам присоединения

Абоненты	Число абонентов	Расчетная нагрузка отопления $Q'_о$, МВт(Гкал/ч)	Средняя нагрузка горячего водоснабжения $Q_г^{ср}$, МВт(Гкал/ч)	$\rho = Q_г^{ср}/Q'_о$
Без нагрузки горячего водоснабжения	209	187,5 (161,3)	—	—
С параллельной и смешанной схемами	223	175,8 (151,2)	93,4 (80,3)	0,531
С последовательной схемой	575	790 (683,6)	219,3 (188,6)	0,276

Таблица 13.4. **Результаты расчета режимов работы системы**

Показатель	Температура наружного воздуха, °С		
	−24	+2,5	+9,0
$\rho=0,1$ $Q_{год}=18\,838\,860$ ГДж (4 496 148 Гкал)			
Температура, °С:			
в подающей линии	144,0	71,8	70,0
в обратной линии	60,2	34,0	34,1
Расход сетевой воды, т/ч	17 137	18 422	17 210
Отпуск теплоты:			
МВт	1668,9	810,6	717,5
Гкал/ч	1435	697	617
$\rho=0,2$ $Q_{год}=18\,818\,496$ ГДж (4 491 288 Гкал)			
Температура, °С:			
в подающей линии	144	74,4	70,0
в обратной линии	57,6	33,8	33,1
Расход сетевой воды, т/ч	16 438	17 346	16 543
Отпуск теплоты:			
МВт	1652	821,0	709,4
Гкал/ч	1421	706	610
$\rho=0,3$ $Q_{год}=18\,895\,865$ ГДж (4 509 753 Гкал)			
Температура, °С:			
в подающей линии	144	77,2	70,0
в обратной линии	56,2	34,1	32,6
Расход сетевой воды, т/ч	16 076	16 663	16 204
Отпуск теплоты:			
МВт	1642	835,0	703,6
Гкал/ч	1412	718	605

При графике $\rho_р=0,3$ расход теплоты в районе возрастает на 0,5% по сравнению с графиком $\rho=0,2$, а удельный расход сетевой воды снижается до 9,1 т/(МВт·ч) (10,6 т/Гкал), т. е. на 4 %.

Глава четырнадцатая

РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ В АБОНЕНТСКИХ ТЕПЛОПОТРЕБЛЯЮЩИХ УСТАНОВКАХ

14.1. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К СИСТЕМАМ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Обострившаяся в последние годы проблема экономии топливно-энергетических ресурсов усилила внимание планирующих, производственных и научно-исследовательских организаций к совершенствованию регулирования отпуска теплоты в системах централизованного теплоснабжения как к одному из резервов экономии топлива.

В технической литературе появилось много публикаций, в которых предлагаются различные схемы и аппаратура для автоматизации установок отопления и горячего водоснабжения потребителей, присоединенных к городским тепловым сетям.

При разработке систем группового (в ГТП) или местного (в МТП) автоматического регулирования теплопотребляющих установок, а также при оценке предлагаемых систем необходимо учитывать следующие особенности работы современных систем теплофикации и централизованного теплоснабжения.

1. Основными источниками теплоснабжения в крупных городах являются ТЭЦ. ТЭЦ вырабатывают энергию двух видов — электрическую и тепловую — по двум различным суточным графикам. По условиям работы энергосистемы в отдельные часы суток могут иметь место отклонения фактического режима отпуска теплоты от расчетного при соблюдении требуемого суточного баланса отпуска теплоты.

2. Дальность транспортировки теплоты в крупных городах достигает 20—25 км. Поэтому имеет место транспортное запаздывание, различное для разноудаленных от ТЭЦ потребителей. Для наиболее удаленных оно может достигать нескольких часов. Поэтому при примерно одинаковой температуре наружного воздуха к абонентам, расположенным на различном расстоянии от источника, в данный момент может поступать сетевая вода различной температуры.

3. Тепловая нагрузка имеет сложную структуру: отопление, вентиляция, горячее водоснабжение. Эти виды нагрузки изменяются по различным сезонным и суточным графикам и требуют теплоту различного потенциала. Расчетный расход сетевой воды для удовлетворения указанных видов тепловой нагрузки зависит от схем их присоединения к тепловой сети и метода центрального регулирования отпуска теплоты. При двухступенчатой последовательной схеме, а также предложенной в последнее время смешанной схеме с ограничением максимального расхода сетевой воды температура теплоносителя, поступающего в систему отопления, зависит от нагрузки горячего водоснабжения, покрываемой II ступенью подогревателя, и поэтому является переменной в течение суток.

4. В районах с развитой нагрузкой горячего водоснабжения применяется центральное регулирование отпуска теплоты по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения (так называемый повышенный температурный график), что позволяет сократить расчетный расход сетевой воды у абонентов с нагрузкой отопления и горячего водоснабжения, присоединенной по двухступенчатой последовательной или смешанной с ограничением расхода схеме, в пределе до расхода воды только на отопление.

5. Регулирование отпуска теплоты на ТЭЦ ведется не по текущей температуре наружного воздуха, а по усредненной наружной температуре за промежуток времени 6—12 ч и более. Поэтому температура сетевой воды, как правило, не соответствует постоянно изменяющейся температуре наружного воздуха, суточные колебания которой могут, например, для климатических условий Москвы достигать 10—15 °С.

Проведенные расчеты тепловых режимов современных зданий с учетом их аккумулирующей способности показали, что подача теплоты в здания по усредненной наружной температуре является обоснованной, а подача теплоты в здания по текущей наружной температуре может приводить к большим амплитудам колебания температуры отапливаемых помещений.

Вместе с тем выбор рационального режима регулирования на теплоисточнике с учетом суточных колебаний наружных температур, прогноза погоды, транспортного запаздывания, различной аккумулирующей способности зданий является актуальной задачей. По-видимому, она должна решаться методами математического моделирования.

6. Тепловые сети, как правило, сильно загружены и обладают вследствие этого низкой гидравлической устойчивостью. Поэтому возможности увеличения их пропускной способности весьма ограничены. Увеличение по какой-либо причине расхода воды у абонентов, расположенных ближе к источнику, приводит к значительному сокращению располагаемых напоров и нарушению нормальной циркуляции у абонентов, присоединенных к концевым участкам сети.

Указанные особенности работы современных систем теплоснабжения позволяют сформулировать общие требования к системам группового и местного авторегулирования отопительной нагрузки.

1. Регулирование отпуска теплоты на отопление может проводиться по усредненной температуре наружного воздуха за 6—12 ч либо по усредненной внутренней температуре достаточного числа представительных помещений или по внутренней температуре устройства, моделирующего тепловой режим зданий.

Выбор каждого из указанных параметров имеет определенные достоинства и недостатки.

2. Регулируемым параметром должен являться расход сетевой воды на ввод или на систему отопления. Температура сетевой воды на входе в систему отопления, на выходе из нее или разность этих температур по указанным выше причинам не могут служить таким параметром.

3. У абонентов с нагрузкой отопления и горячего водоснабжения система автоматического регулирования не должна допускать увеличения суммарного расхода сетевой воды выше заданной расчетной величины. Должна быть исключена возможность компенсации недоотпуска теплоты на отопление за счет дополнительного (сверхрасчетного) расхода сетевой воды на тепловую подстанцию при максимальной нагрузке горячего водоснабжения.

4. Местное регулирование в зданиях должно дополнять групповое на ГТП, например путем перераспределения общего расхода воды на отопление между отдельными фасадами здания.

5. При регулировании отпуска теплоты на отопление непосредственно в зданиях, например с помощью элеватора с изменяемым сечением сопла, регулирование отопительной нагрузки в ГТП производиться не должно, а схема присоединения подогревателей горячего водоснабжения должна быть смешанной без ограничения максимального расхода сетевой воды.

14.2. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ОТПУСКА ТЕПЛОТЫ НА ОТОПЛЕНИЕ В ГРУППОВЫХ ТЕПЛОВЫХ ПОДСТАНЦИЯХ ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Как было показано выше, для всех тепловых подстанций центральное качественное регулирование, осуществляемое в источниках теплоснабжения, должно дополняться местным количественным регулированием отпуска теплоты на отопление путем изменения расхода сетевой воды на абонентских вводах. Следует отметить, что одновременно во избежание поэтажной разрегулировки необходимо сохранять неизменным расход воды в системе отопления. При зависимом присоединении отопления это достигается установкой смесительного насоса.

На рис. 14.1, *а* показаны температурные графики подающего теплопровода, рассчитанные для различных значений $\rho_р$. На рис. 14.1, *б* показаны относительные (отнесенные к отопительному) расходы воды, обеспечивающие расчетный расход теплоты на отопление в течение отопительного сезона для абонентского ввода с последовательной схемой и различными значениями $\rho_а$ (рис. 14.1, *б*). Результаты расчетов, приведенные на рис. 14.1, *б*, относятся к тепловой подстанции с независимой схемой присоединения нагрузки отопления, расчетное значение которой $Q'_о$ = 1,16 МВт (1 Гкал/ч) при $t'_н$ = = —25 °С. Отопительный подогреватель состоит из 11 секций с диаметром корпуса 300 мм. Параметры подогревателей горячего водоснабжения при различных значениях относительной средней нагрузки горячего водоснабжения $\rho_а$ приведены ниже:

ρ_a	0,2	0,3	0,4
Диаметр корпуса подогревателя, мм	250	250	300
Число секций:			
I ступень	5	5	5
II ступень	2	3	4

При расчетах был принят следующий суточный график нагрузки горячего водоснабжения: 6 ч — $Q_г = 0$; 10 ч — $Q_г = Q_г^{ср}$; 4 ч — $Q_г = 1{,}3Q_г^{ср}$; 4 ч — $Q_г^м = 2{,}2Q_г^{ср}$.

Учитывалась циркуляция в системе горячего водоснабжения. Теплопотери в системе горячего водоснабжения принимались равными 0,1 $Q_г^м$. Охлаждение воды в циркуляционной системе $\Delta t = 10$ °C.

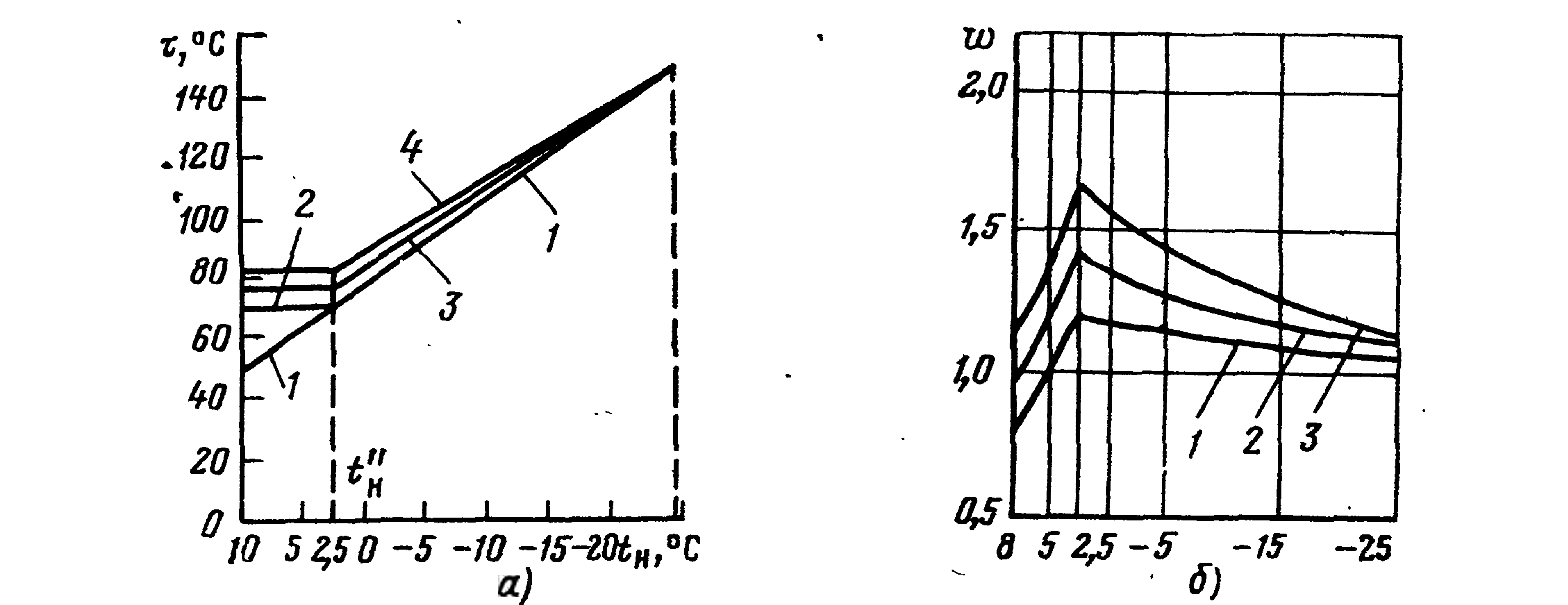


Рис. 14.1. Температурные графики тепловой сети (*а*) и относительные расходы сетевой воды на тепловой подстанции (*б*):

1 — отопительный температурный график; *2* — излом температурного графика; *3*, *4* — температурные графики, рассчитанные на покрытие совместной нагрузки отопления и горячего водоснабжения абонентов с двухступенчатой последовательной схемой при относительной нагрузке горячего водоснабжения $\rho_р$; *3* — $\rho_р=0{,}15$; *4* — $\rho_р=0{,}28$; при температурном графике *3*: *1* — $\rho_а=0{,}2$; *2* — $\rho_а=0{,}3$; *3* — $\rho_а=0{,}4$

Как видно из рис. 14.1, *б*, требуемое изменение расхода сетевой воды в течение отопительного сезона тем больше, чем больше $\rho_а$ отличается от $\rho_р$.

Для реализации требуемого изменения расхода сетевой воды на тепловой подстанции ВТИ совместно с Мосжилниипроектом разработана система автоматического контроля и регулирования отпуска теплоты на отопление в групповых тепловых подстанциях [53]. Она была смонтирована на ряде ГТП г. Москвы с зависимым и независимым присоединением систем отопления силами объединения Мосинжремонт, прошла испытания и эксплуатационную проверку в течение нескольких отопительных сезонов. Разработанная система применима к любой схеме присоединения систем отопления и горячего водоснабжения.

На рис. 14.2 приведена принципиальная схема системы контроля и авторегулирования. Ее основная задача — поддерживать заданную зависимость суммарного расхода сетевой воды на абонентский ввод или расхода сетевой воды на систему отопления от температуры наружного воздуха. Попутно предусматривается возможность местного, а также дистанционного (с диспетчерского пункта) контроля температуры наружного воздуха и регулируемого расхода воды.

Измерение температуры наружного воздуха осуществляется «инерционным» термометром сопротивления (ТСМ-023), показания которого преобразуются в унифицированный сигнал постоянного тока 0—5 мА измерительным усилителем ИУ (нормирующий преобразователь ПТ-ТС-68). Измерение

расхода производится соответствующим датчиком с аналогичным унифицированным выходным сигналом. Оба сигнала измеряются по месту с помощью соответственно градуированных показывающих миллиамперметров М-760 ($t_н$ и $V_с$), а также по линиям связи могут контролироваться аналогичными приборами, подключаемыми «по вызову» на диспетчерском пункте.

Схема регулирования предусматривает непосредственный ввод в измерительный блок регулирующего прибора РП (РП-2-У2, РП-4) сигнала по расходу, в то время как сигнал по температуре предварительно пропускается через нелинейный преобразователь НП (БНП-04). Выходные команды регулирующего прибора через блок ручного управления (БУ) (БУ-21) воздействуют на исполнительный механизм ИМ, который перемещает регулирующий клапан РК. Вся необходимая аппаратура может быть набрана из числа серийно выпускаемых изделий.

Следует указать, что система регулирования поддерживает требуемый при данной температуре расход сетевой воды на ГТП как при изменении

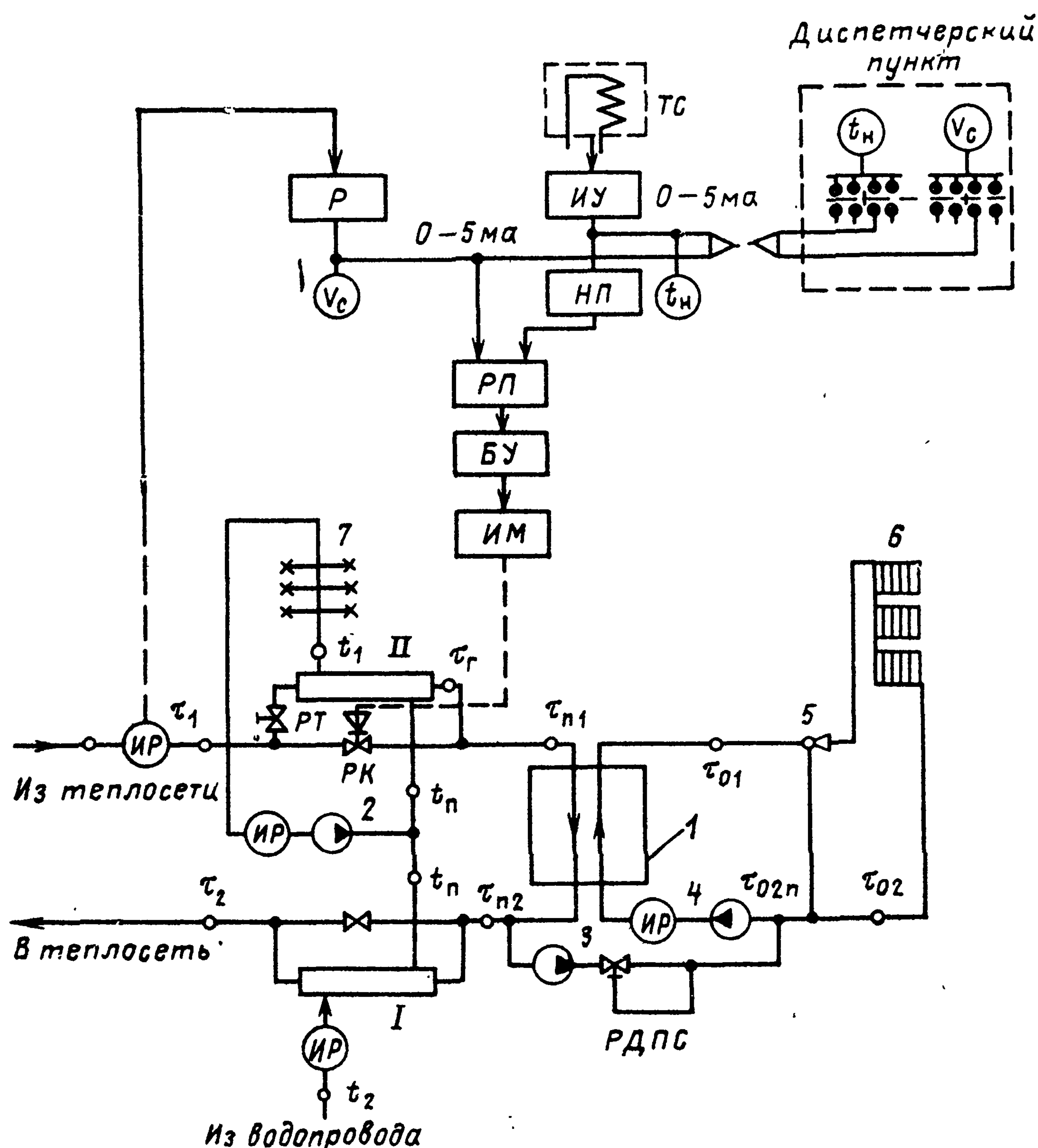


Рис. 14.2. Принципиальная схема системы контроля и авторегулирования отпуска теплоты на отопление в ГТП с независимым присоединением системы отопления и двухступенчатой последовательной схемой подогревателей горячего водоснабжения:

оборудование ГТП: *1* — подогреватель отопления; *2* — циркуляционный насос системы горячего водоснабжения; *3* — подпиточный насос квартальной отопительной сети; *4* — циркуляционный насос системы отопления; *5* — элеватор местной системы отопления; *6* — отопительные приборы; *7* — точки водоразбора системы горячего водоснабжения; *I*, *II* — ступени подогревателя горячего водоснабжения; *РТ* — регулятор температуры воды в системе горячего водоснабжения; *РДПС* — регулятор давления «после себя»; *ИР* — индукционный расходомер; *V*, τ, *t* — точки измерения параметров сетевой и водопроводной воды и их обозначения; оборудование системы контроля и авторегулирования; *ТС* — инерционный датчик температуры окружающего воздуха (ТСМ-023); *ИУ* — измерительный усилитель (нормирующий преобразователь ПТ-ТС-68); *Р* — расходомер (индукционный расходомер ИР-51, входящий в комплект теплосчетчика ТС-20); *НП* — нелинейный преобразователь (БНП-04); *РП* — релейный регулирующий прибор (РП2-У2); *БУ* — блок управления регулятором (БУ-21); *ИМ* — исполнительный механизм (ПР-1М); *РК* — регулирующий клапан (25Ч931нж); $t_н$, $V_с$ — миллиамперметры (М-760)

располагаемого напора в тепловой сети, так и при изменении расхода сетевой воды на II ступень подогревателя горячего водоснабжения. Система не допускает увеличения расхода сетевой воды на ГТП и в случае, если по какой-либо причине температура воды в подающей линии тепловой сети ниже требуемой по температурному графику. При этом исключается гидравлическая разрегулировка тепловой сети, приводящая, как правило, к прекращению подачи теплоты абонентам, расположенным в конце сети.

Требуемая зависимость расхода сетевой воды от наружной температуры в течение нескольких минут рассчитывается на ЭВМ. При этом учитываются температурный график района, фактические тепловые нагрузки, установленное оборудование, теплопотери в системе горячего водоснабжения, расход циркуляционной воды и т. п.

14.3. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ГТП С НЕЗАВИСИМОЙ СХЕМОЙ ПРИСОЕДИНЕНИЯ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ И ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СХЕМОЙ ПРИСОЕДИНЕНИЯ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

14.3.1. СХЕМА ГТП И ТЕПЛОВЫЕ НАГРУЗКИ

ГТП обслуживает семь жилых зданий с общим числом жителей 1900 чел. Расчетная нагрузка отопления $Q_o' = 2{,}2$ МВт (1,9 Гкал/ч). Фактическая средненедельная нагрузка горячего водоснабжения, как показали результаты испытаний [25], составляет 0,55 МВт (0,48 Гкал/ч). Данные о нагрузке горячего водоснабжения этой ГТП приведены на рис. 7.3 и в табл. 7.2. Относительная нагрузка горячего водоснабжения $\rho_{ср} = 0{,}25$. Расчетный температурный график квартальной отопительной сети 120—70 °С, а расход воды в ней 38 т/ч.

Схема ГТП представлена на рис. 14.2. Там же указаны параметры, автоматически измерявшиеся при проведении испытаний. Температура воды в системе горячего водоснабжения поддерживалась с помощью гидравлического регулятора с термореле ТРБ, настроенного на поддержание температуры водопроводной воды после II ступени подогревателя $t_1 = 55$ °С. Расход циркуляционной воды был установлен таким образом, чтобы охлаждение воды в системе циркуляции $t_1 - t_ц$ не превышало 10 °С для обеспечения температуры воды в точках водоразбора в соответствии со СНиП не ниже 50 °С. Расход циркуляционной воды в течение суток был стабильным и равным 13,5—14,5 т/ч независимо от расхода воды на горячее водоснабжение.

Потеря теплоты водой циркуляционного контура $Q_ц = 0{,}2$ МВт (0,17 Гкал/ч), или 35 % средней нагрузки горячего водоснабжения. Регулирование расхода сетевой воды на ГТП осуществлялось с помощью приведенной в § 14.2 системы авторегулирования в зависимости от температуры наружного воздуха, измеренной инерционным датчиком. Инерционный датчик представлял собой установленный на крыше ГТП герметичный ящик с песком, в центре которого находился термометр сопротивления, защищенный от попадания влаги и прямой солнечной радиации. Емкость датчика выбиралась с таким расчетом, чтобы при прохождении температурной волны через датчик и наружные ограждения помещений зданий обеспечивались примерно одинаковые величины уменьшения амплитуд и времени сдвига фаз температурных колебаний. Выбранный из этих соображений объем датчика составил около 0,05 м^3, а его постоянная времени при неподвижном окружающем воздухе—около 18 ч (постоянная времени датчика составляет 10 ч при скорости воздуха 5 м/с). Как показывают проведенные теоретические исследования, регулирование отпуска теплоты на отопление с исполь-

зованием инерционного датчика позволяет получить при централизованном теплоснабжении минимальные в течение суток отклонения температуры воздуха в отапливаемых помещениях от расчетных значений.

14.3.2. РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ ГТП

С учетом экспериментально определенных тепловых нагрузок системы горячего водоснабжения, потерь теплоты в циркуляционной системе и принятого в районе температурного графика с изломом $\tau_1'' = 72$ °С при $t_н'' = 5$ °С, при фактически установленном оборудовании на ЭВМ были рассчитаны требуемые расходы сетевой воды на ГТП, которые должны поддерживаться системой автоматического регулирования при различных наружных температурах. Максимальный расход воды при $t_н'' = +5$ °С составляет $V_с = 29{,}8$ т/ч. При $t_н = +10$ °С он снижается до 19,3 т/ч; при расчетной наружной температуре $t_н' = -25$ °С расход должен снижаться до 25,6 т/ч вследствие того, что $\rho^{ср} = 0{,}25$ превышает $\rho_р = 0{,}2$, на которое рассчитан температурный график района. Расчеты проводились при суточном графике нагрузки горячего водоснабжения, примерно соответствующем фактическому (рис. 7.3, *а*, *б*). В среднем за ночной период, равный 5 ч, $Q_г/Q_г^{ср} = 0{,}3$; за дневной период, равный 16 ч, $Q_г/Q_г^{ср} = 1{,}07$; за вечерний период (2 ч) $Q_г/Q_г^{ср} = 1{,}7$ и за 1 ч $Q_г/Q_г^{ср} = 2$.

Результаты расчетов требуемых расходов сетевой воды и режимов работы ГТП при этих расходах и трех нагрузках горячего водоснабжения $Q_г = 0{,}3\ Q_г^{ср} = 0{,}16$ МВт (0,14 Гкал/ч), $Q_г = 1{,}07\ Q_г^{ср} = 0{,}59$ МВт (0,51 Гкал/ч), $Q_г = 2\ Q_г^{ср} = 1{,}1$ МВт (0,96 Гкал/ч) приведены в табл. 14.1.

14.3.3. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ

На рис. 14.3 представлены экспериментальные зависимости расхода сетевой воды на ГТП от расхода на II ступень подогревателя. Из графика видно, что регулятор отпуска теплоты на отопление РО достаточно точно поддерживал постоянный расход сетевой воды на ГТП $V_с$ при изменении расхода сетевой воды на II ступень подогревателя вплоть до полного закрытия регулирующего клапана. Для проверки работы ГТП при малых значениях $V_с$ система отопления не отключалась несмотря на высокое значение температуры наружного воздуха $t_н$.

При низких температурах наружного воздуха расход воды на II ступень меньше расхода сетевой воды на ГТП даже при максимальных нагрузках горячего водоснабжения. При автоматическом снижении расхода сетевой воды на ГТП с ростом наружной температуры этот расход оказывается меньше требуемого на вторую ступень при больших нагрузках горячего водоснабжения. В эти периоды, как видно из рис. 14.3, регулирующий клапан полностью закрывается и расход воды на ГТП определяется только расходом воды на II ступень, тре-

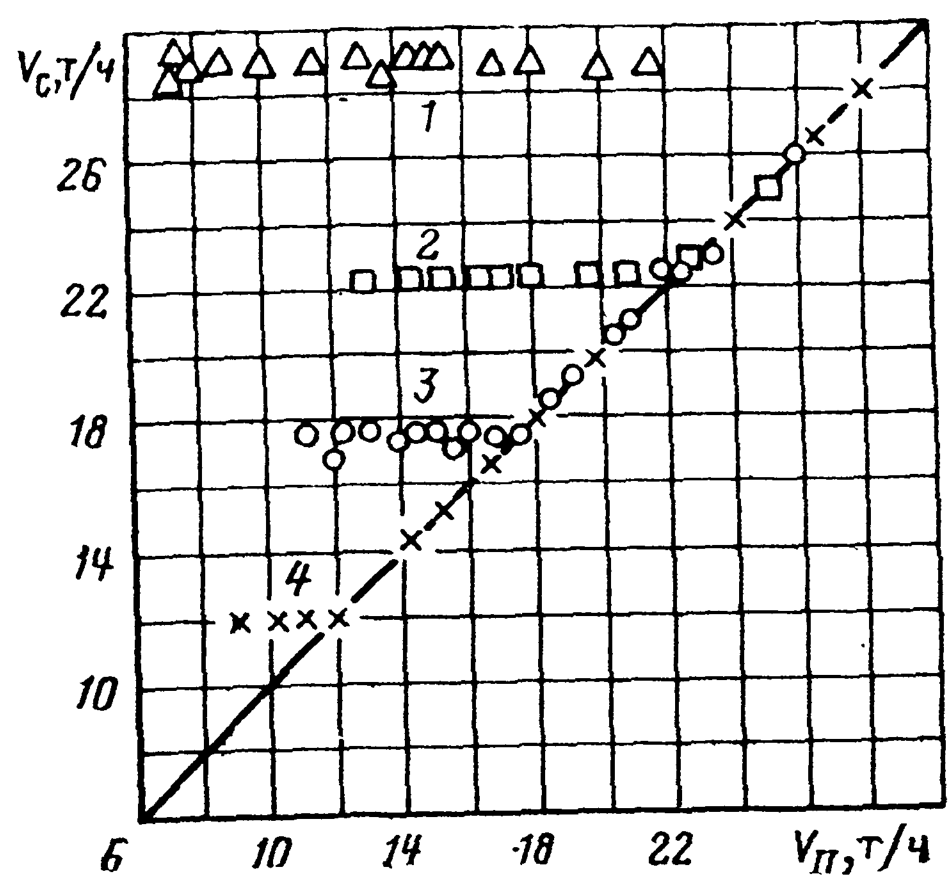


Рис. 14.3. Зависимость расхода сетевой воды на ГТП от расхода на II ступень подогревателя: $t_{н.д}^{ср}$, °С: *1* — 4; *2* — 9; *3* — 11; *4* — 15

Таблица 14.1. Расчетные режимы ГТП с последовательной схемой

Параметр	Температура наружного воздуха $t_н$, °C														
	−25			−10			0			5			10		
Температура в подающей линии τ_1, °C	150			110			85			72			72		
Среднесуточная нагрузка отопления $Q_о$, МВт (Гкал/ч)	2,16 (1,9)			1,42 (1,24)			0,9 (0,79)			0,65 (0,57)			0,41 (0,36)		
Температура воздуха в помещениях $t_в$, °C	18			18			18			17,9			18,1		
Относительная нагрузка горячего водоснабжения $Q_г/Q_г^{ср}$	0,3	1,07	2	0,3	1,07	2	0,3	1,07	2	0,3	1,07	2	0,3	1,07	2
Сетевая вода															
Расходы, т/ч:															
на ГТП $V_с$	25,6	25,6	25,6	28,0	28,0	28,0	29,0	29,0	29,0	29,8	29,8	29,8	19,3	19,3	27,2
на II ступень подогревателя горячего водоснабжения (ПГВ) V_{II}	1,4	0,5	0,4	2,9	3,1	4,8	5,7	8,2	13,4	10,2	15,8	25,8	10,7	18,3	27,2
через регулятор отопления $V_{р.о}$	24,2	25,0	25,2	25,1	24,9	23,2	23,3	20,8	15,6	19,6	14,0	4,0	8,6	1,0	0
Температура, °C:															
перед подогревателем отопления $\tau_{п1}$	144,7	148,2	148,6	104,0	103,7	100,1	78,2	75,2	68,0	64,9	60,4	51,2	60,1	49,4	47,3
после подогревателя отопления $\tau_{п2}$	72,4	73,6	73,8	59,5	59,4	57,9	49,2	47,8	44,6	43,5	41,3	36,8	36,5	32,4	34,1
после I ступени ПГВ τ_2	65,5	48,8	31,1	54,4	41,4	27,6	45,2	34,2	22,8	40,1	30,1	19,8	32,2	19,7	17,4
Квартальная сеть отопления															
Расход $V_о$, т/ч	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38
Температура перед системой отопления $\tau_{о1}$, °C	117,8	120,5	120,8	88,7	88,5	75,6	68,3	65,7	58,8	57,6	53,8	46,1	47,6	40,3	42,1
Температура после системы отопления $\tau_{о2}$, °C	69,0	70,2	70,4	55,9	55,8	54,4	46,1	44,9	41,9	40,8	38,9	34,8	35,6	31,7	32,6

Продолжение табл. 14.1.

Параметр	Температура наружного воздуха $t_н$, °С														
	−25			−10			0			5			10		
	Водопроводная вода														
Расход на горячее водоснабжение $V_в$, т/ч	2,6	9,3	17,5	2,6	9,3	17,5	2,6	9,3	17,5	2,6	9,3	17,5	2,6	9,3	17,5
Расход на циркуляцию $V_ц$, т/ч	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8
Температура, °С:															
после I ступени $t_{пI}$	72,4	73,0	67,6	59,5	58,9	53,6	49,2	47,4	41,3	43,5	40,9	34,1	36,5	31,2	31,0
перед II ступенью $t_{пII}$	53,0	58,2	59,0	51,3	53,2	51,8	49,9	49,0	45,6	49,1	46,8	41,9	48,2	43,3	40,3
после II ступени t_1	59,9	59,9	60,0	60,0	59,9	59,9	60,0	60,0	60,0	60,1	60,0	59,9	59,9	59,9	59,9
Тепловая нагрузка, МВт (Гкал/ч):															
отопления $Q_о$	2,15 (1,85)	2,22 (1,91)	2,22 (1,92)	1,45 (1,25)	1,44 (1,24)	1,37 (1,18)	0,97 (0,84)	0,92 (0,79)	0,79 (0,68)	0,74 (0,64)	0,66 (0,57)	0,49 (0,43)	0,53 (0,46)	0,38 (0,33)	0,42 (0,36)
I ступени Q_I	0,21 (0,18)	0,73 (0,63)	1,26 (1,09)	0,16 (0,14)	0,6 (0,5)	0,99 (0,85)	0,14 (0,12)	0,5 (0,4)	0,73 (0,63)	0,12 (0,1)	0,39 (0,34)	0,59 (0,51)	0,09 (0,08)	0,28 (0,22)	0,52 (0,45)
II ступени Q_{II}	0,15 (0,13)	0,06 (0,05)	0,05 (0,04)	0,20 (0,17)	0,21 (0,18)	0,32 (0,28)	0,23 (0,2)	0,34 (0,29)	0,57 (0,49)	0,24 (0,21)	0,41 (0,35)	0,72 (0,62)	0,27 (0,23)	0,51 (0,44)	0,78 (0,67)
суммарная ГТП $Q_{ГТП}$	2,51 (2,16)	3,00 (2,59)	0,41 (0,35)	1,81 (1,56)	2,22 (1,92)	2,68 (2,31)	1,35 (1,16)	1,72 (1,48)	2,09 (1,80)	1,10 (0,95)	1,46 (1,26)	1,81 (1,56)	0,89 (0,77)	1,17 (1,01)	1,72 (1,48)

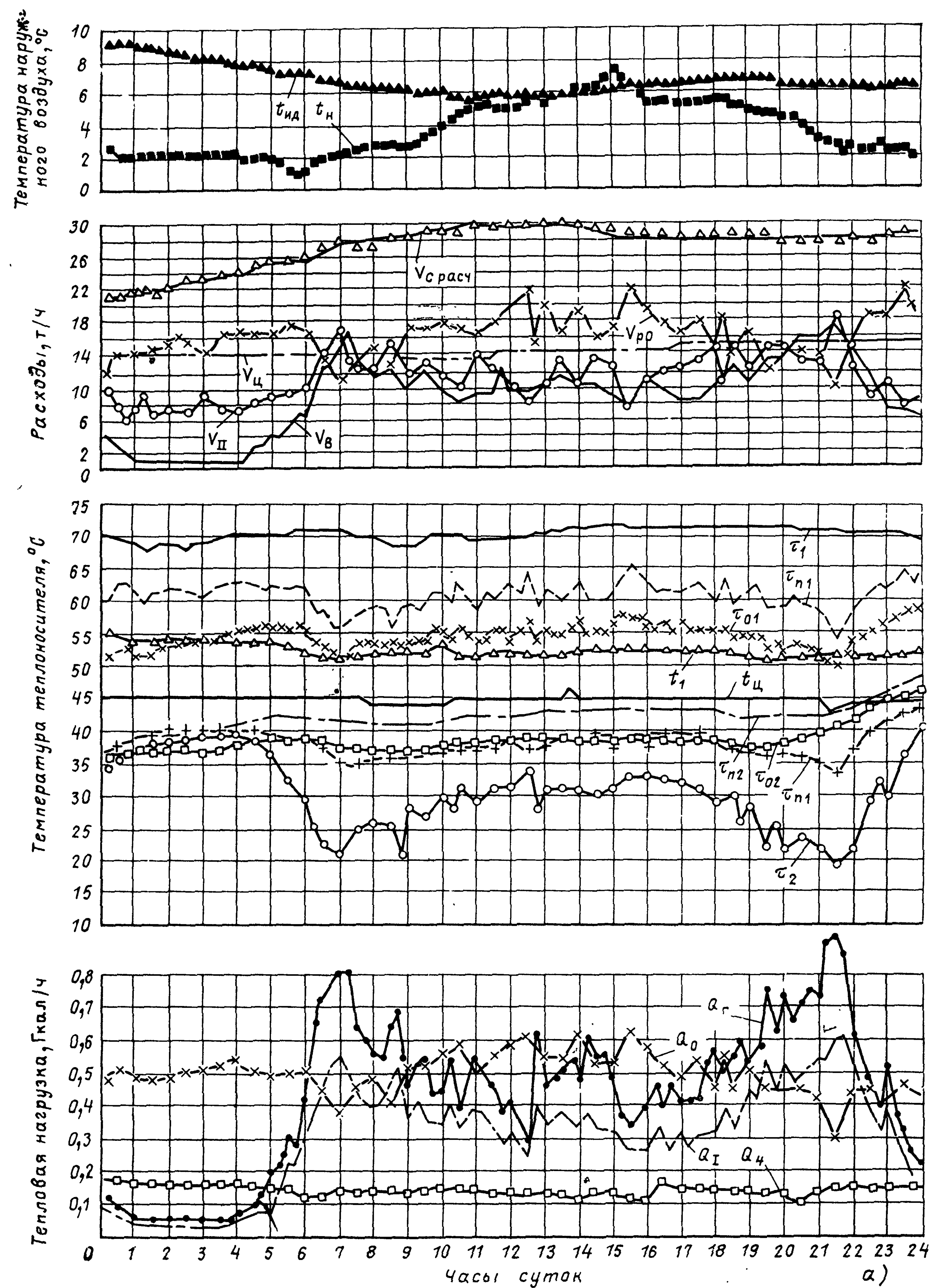

Температура наружного воздуха, °С
$t_{ид}$
$t_н$
Расходы, т/ч
$V_{с\,расч}$
$V_{ро}$
$V_ц$
V_{II}
$V_в$
Температура теплоносителя, °С
τ_1
$\tau_{п1}$
$\tau_{о1}$
t_1
$t_ц$
$\tau_{п2}$
$\tau_{о2}$
$\tau_{п1}$
τ_2
Тепловая нагрузка, Гкал/ч
$Q_г$
$Q_о$
Q_I
Q_4
Часы суток
а)

Рис. 14.4 а

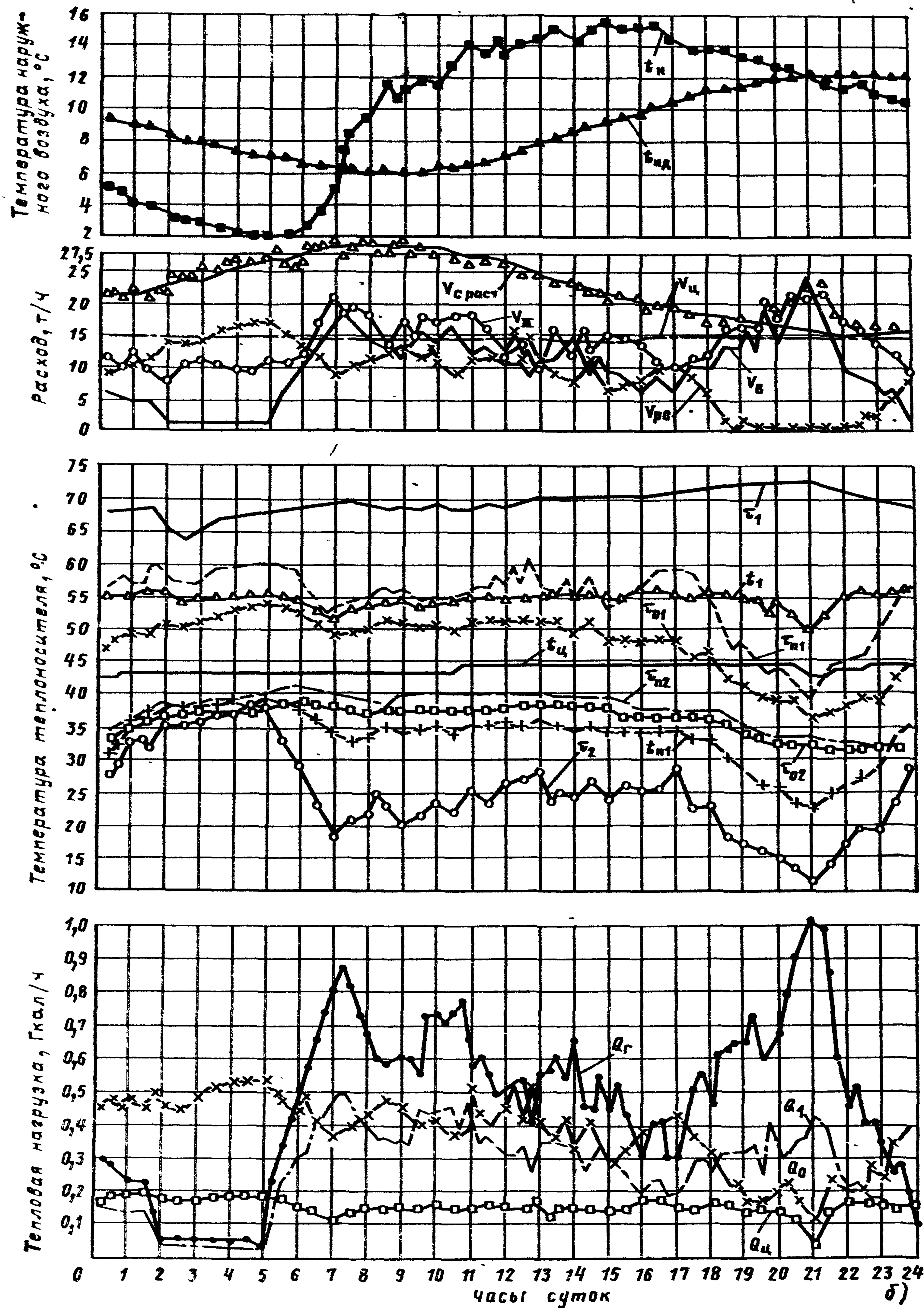


Рис. 14.4. Суточные режимы работы ГТП:

а — $t_{н.д}^{ср} = 6,4$ °С; *б* — $t_{н.д}^{ср} = 8,7$ °С; остальные обозначения те же, что и на рис. 14.2

буемым для нагрева водопроводной воды до заданной температуры. Этот расход не превышает максимального расхода сетевой воды на ГТП при температуре излома графика. Расход сетевой воды на ГТП, который должен поддерживаться РО, рассчитывается из условия обеспечения требуемого в течение суток расхода теплоты на отопление с учетом режима работы ГТП (см. табл. 14.1).

14.3.4. ТЕПЛОВЫЕ РЕЖИМЫ

Примерные режимы работы ГТП при среднесуточных температурах наружного воздуха (по показаниям инерционного датчика), близких к точке излома графика ($t^{ср}_{и.д} = 6{,}4$ °С) и к температуре окончания отопительного сезона ($t^{ср}_{и.д} = 8{,}7$ °С), представлены на рис. 14.4.

Как видно из рис. 14.4, амплитуда колебаний температуры наружного воздуха, измеренная инерционным датчиком при принятом его объеме 0,05м³, примерно в 2 раза меньше по сравнению с текущей наружной температурой $t_н$ по показаниям безынерционного датчика.

Расход сетевой воды на ГТП поддерживается системой автоматического регулирования весьма близким к заданному при соответствующей наружной температуре по показаниям инерционного датчика $t_{и.д}$. В периоды суток, когда расход сетевой воды на ГТП меньше требуемого на II ступень, регулятор РО полностью закрывается и расход на ГТП определяется регулятором температуры РТ (см. рис. 14.4, *б*, период 20—22 ч).

В период испытаний проводилось термографирование в помещениях нижних этажей зданий, получающих теплоту от ГТП. На рис. 14.5 для 16 дней представлены среднесуточные значения температур наружного воздуха (по показаниям инерционного датчика), температур и расходов сетевой воды на ГТП и температур воздуха в двух контрольных помещениях, ориентированных на северо-восток и юго-запад. Как видно из рис. 14.5, при автоматическом регулировании отпуска теплоты на отопление изменение расхода сетевой воды в 2 раза в соответствии с изменением температуры наружного воздуха обеспечивало температуру воздуха в отапливаемых помещениях на уровне 20—21,5 °С. При этом температура воздуха в помещении, ориентированном на юго-запад, как правило, несколько превышала температуру в помещении, ориентированном на северо-восток, что можно объяснить влиянием инсоляции. Температура воздуха в отапливаемых помещениях сохранялась стабильной в течение суток (отклонения от среднесуточной величины не превышали $\pm 0{,}7$ °С) несмотря на отмеченные выше (рис. 14.4) существенные колебания расхода теплоты на отопление в течение суток. Проведенные испытания показали, что при автоматическом

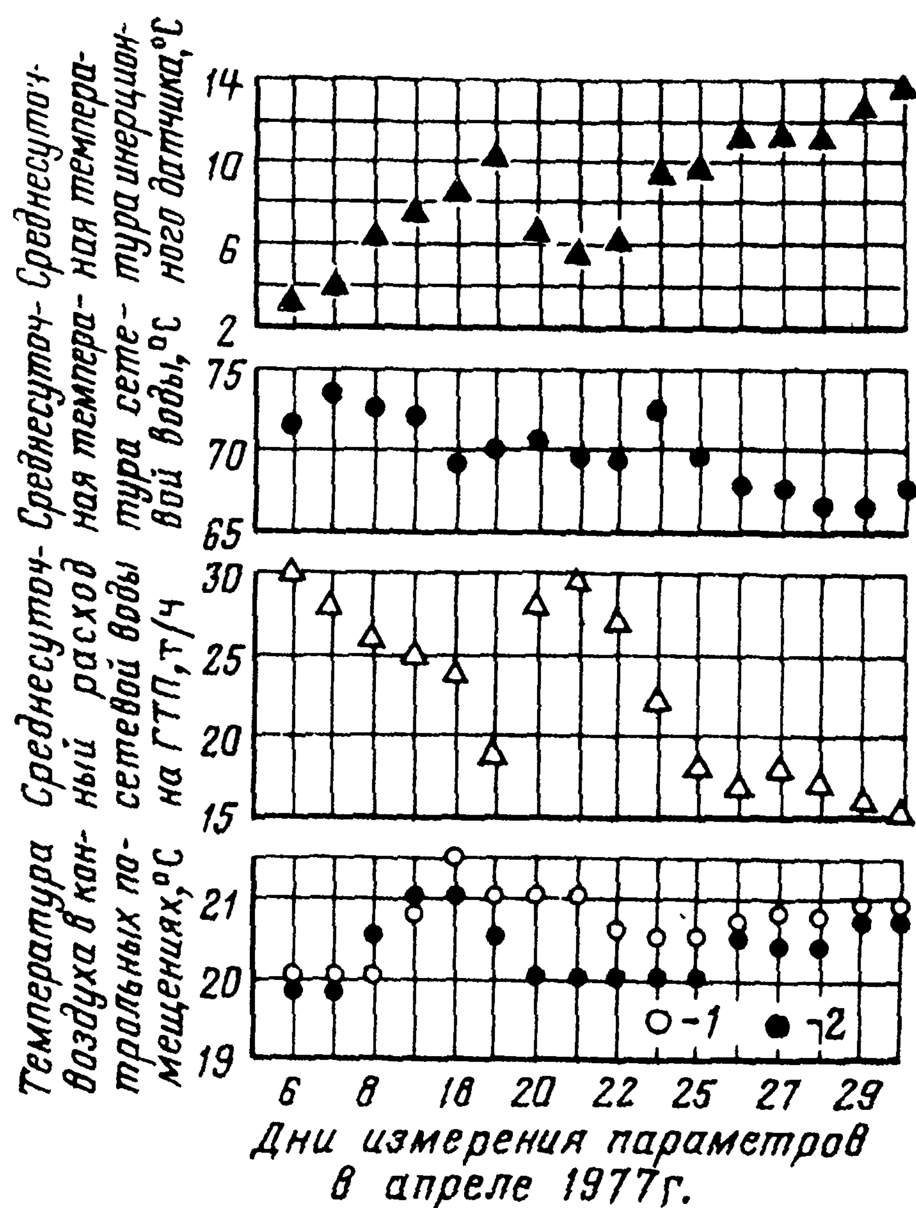


Рис. 14.5. Среднесуточные параметры работы автоматизированной ГТП и температуры в контрольных помещениях: среднесуточные температуры воздуха в помещениях, ориентированных

1 — на юго-запад; *2* — на северо-восток

регулировании отпуска теплоты на отопление и значительном сокращении расхода сетевой воды на ГТП обеспечиваются нормальные тепловые и гидравлические режимы, при которых нагрузки отопления и горячего водоснабжения удовлетворяются без перерасхода теплоты. Достигаемая экономия теплоты при этом составляет 4—11 % годового расхода теплоты на отопление в зависимости от значений ρ у абонента и принятого температурного графика района.

14.4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ГТП ПРИ СМЕШАННОЙ СХЕМЕ С ОГРАНИЧЕНИЕМ РАСХОДА

На ГТП, описание которой приведено в § 14.3, была проверена работа системы авторегулирования при смешанной схеме включения подогревателей горячего водоснабжения [26]. Для этой схемы при тех же условиях, что и для последовательной, были рассчитаны требуемые расходы сетевой воды. Результаты этих расчетов представлены в табл. 14.2.

На рис. 14.6 показаны экспериментальные зависимости расхода сетевой воды на ГТП и на систему отопления от расхода на II ступень подогревателя при различных температурах инерционного датчика $t_{и.д}$.

Из рис. 14.6 видно, что регулятор РО достаточно точно поддерживал требуемые расходы сетевой воды на ГТП при изменении расхода сетевой воды через вторую ступень подогревателя вплоть до полного закрытия регулирующего клапана (РК) при высоких значениях наружных температур ($t_{и.д}^{ср}$ = 15 °С).

Расход сетевой воды на ГТП при $t_{и.д}^{ср}$ = 15 °С и больших нагрузках горячего водоснабжения определяется требуемым расходом на II ступень для нагрева водопроводной воды до заданной температуры. Этот расход не превышает максимального расхода сетевой воды на ГТП при температуре излома графика.

Как следует из рис. 14.6, расход сетевой воды на систему отопления при смешанной схеме с ограничением расхода существенно (при $t_{и.д}^{ср}$ = 5÷8 °С примерно в 3 раза) изменяется в течение суток в зависимости от нагрузки горячего водоснабжения.

Режимы работы ГТП при среднесуточных температурах наружного воздуха (по показаниям инерционного датчика), близких к расчетной температуре ($t_{и.д}^{ср}$ = —27 °С) и к окончанию отопительного периода ($t_{и.д}^{ср}$ = 11,5 °С), даны на рис. 14.7. На приведенных графиках опыт-

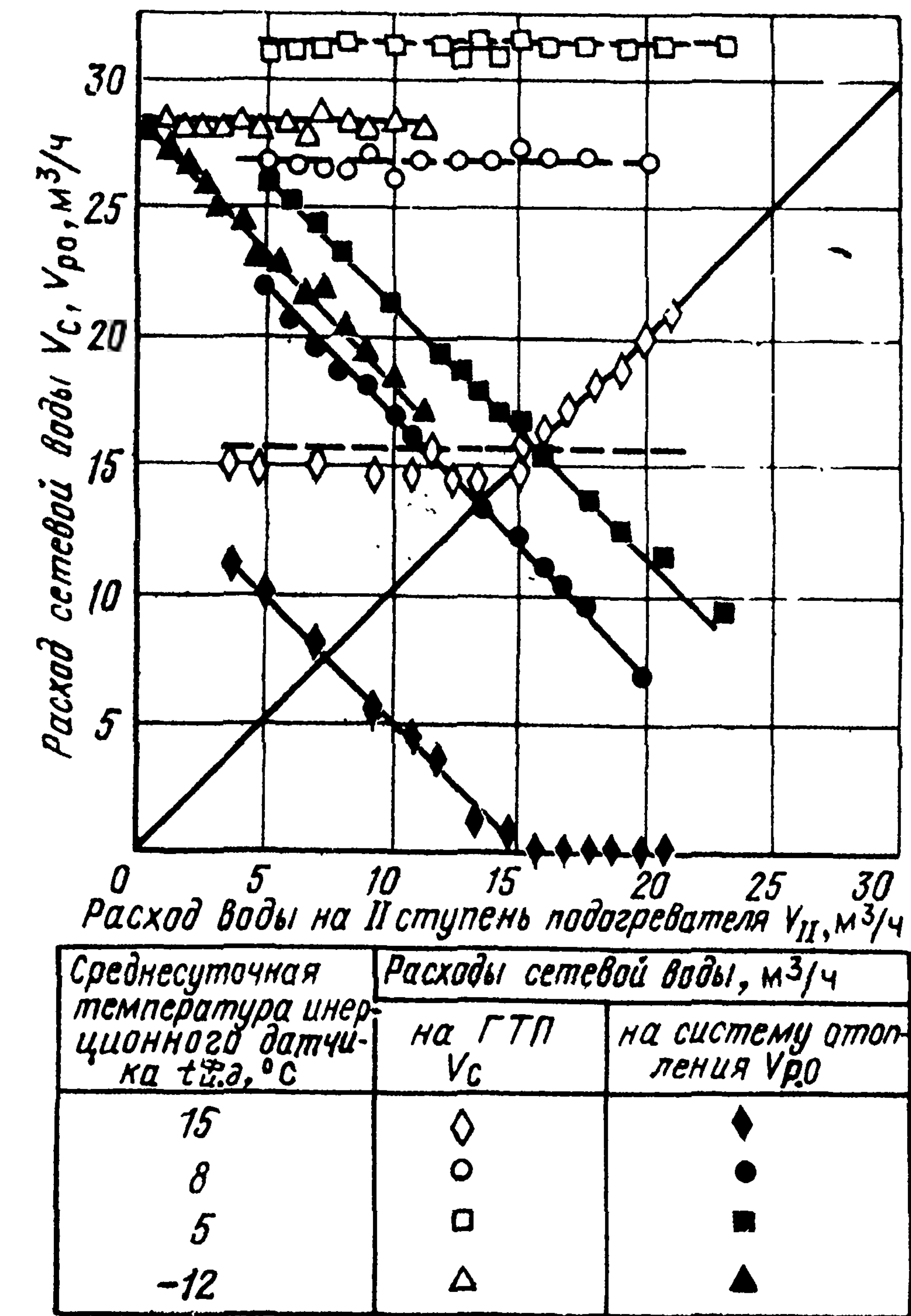


Рис. 14.6. Зависимость расхода воды на ГТП V_c и систему отопления от расхода на II ступень подогревателя V_{II} при смешанной схеме с ограничением расхода воды

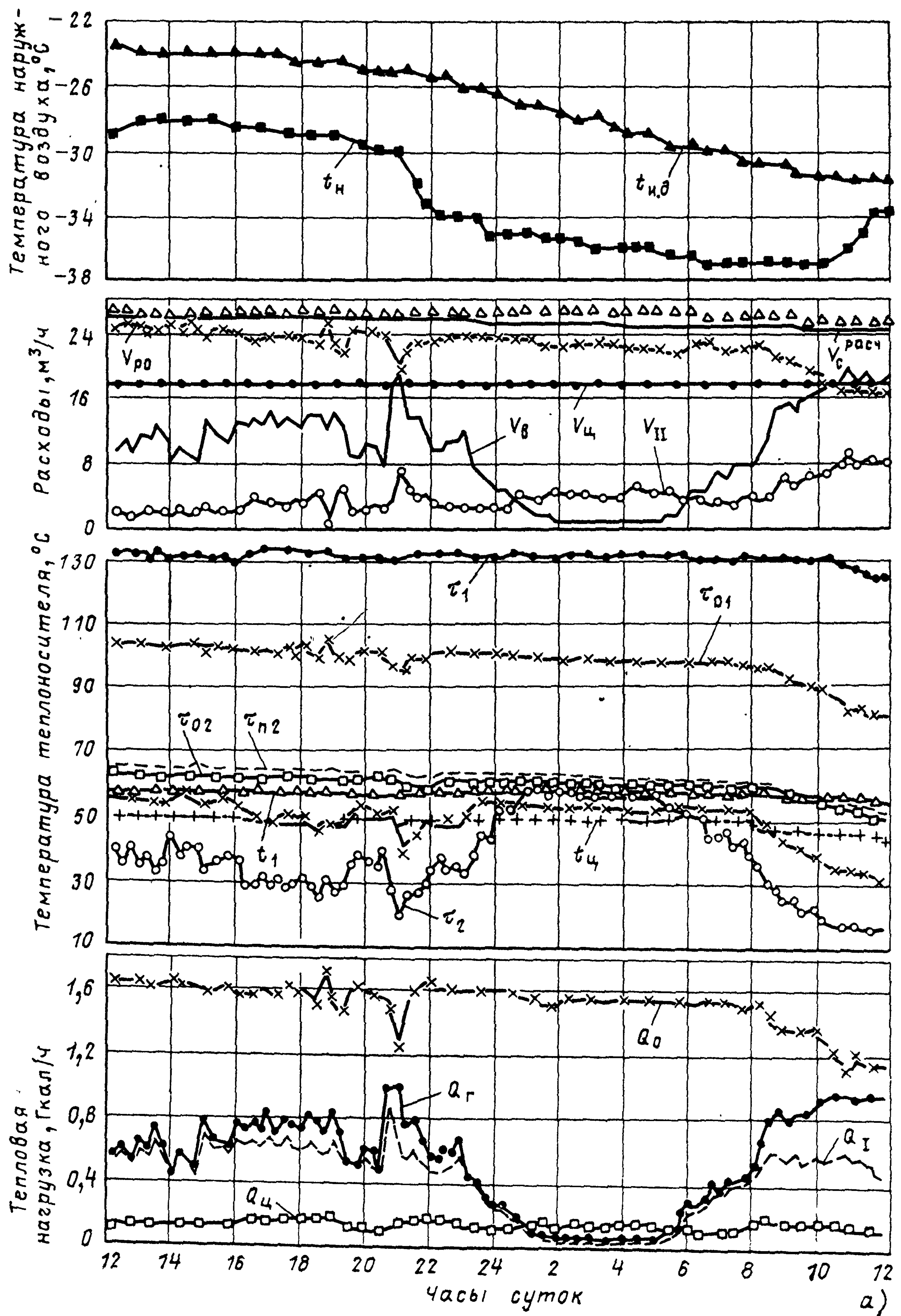
Таблица 14.2. **Расчетные режимы испытывавшейся ГТП при смешанной схеме с ограничением расхода**

Параметр	Температура наружного воздуха $t_н$, °C														
	−25			−10			0			5			10		
Температура в подающей линии τ_1, °C	150			110			85			72			72		
Среднесуточная нагрузка отопления $Q_г^{ср}$, МВт (Гкал/ч)	2,2 (1,9)			1,44 (1,24)			0,92 (0,79)			0,66 (0,57)			0,42 (0,36)		
Температура воздуха в помещениях $t_в$, °C	17,9			18			18			17,9			18,1		
Относительная нагрузка горячего водоснабжения $Q_г/Q_г^{ср}$	0,3	1,07	2	0,3	1,07	2	0,3	1,07	2	0,3	1,07	2	0,3	1,07	2
Сетевая вода															
Расход, м³/ч:															
на ГТП $V_с$	25,3	25,3	25,3	27,3	27,3	27,3	28,8	28,8	28,8	31,5	31,5	31,5	24	24	24
на II ступень подогревателя горячего водоснабжения (ПГВ) V_{II}	1,4	0,6	0,6	3,0	3,5	5,7	5,7	8,3	13,4	9,6	14,3	21,4	10,1	15,1	21,8
через регулятор отопления $V_{р.о}$	23,9	24,8	24,7	24,4	23,8	21,6	23,1	20,5	15,4	21,8	17,2	10,1	13,9	8,9	2,2
Температура, °C:															
перед подогревателем отопления $\tau_{п1}$	150	150	150	110	110	110	85	85	85	72	72	72	72	72	72
после подогревателя отопления $\tau_{п2}$	72	73,1	73,1	58,5	28	55,8	48,1	46,2	42	42,6	39,6	34	36,9	32,5	23,8
после I ступени ПГВ τ_2	64,3	48,1	30,4	52,8	39,6	25,8	44,8	33,8	22,8	42,2	33,3	24,8	38,9	29,1	20,5
Квартальная сеть отопления															
Расход, $V_о$, м³/ч:	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38	38
Температура перед системой отопления $\tau_{о1}$, °C	118,3	120,2	120,1	89	88,3	84,9	68,7	65,8	58,9	58,4	53,8	44,3	49,3	41,6	26,6
Температура после системы отопления $\tau_{о2}$, °C	69,3	70,1	70,1	56	55,7	54,1	46,3	44,9	41,4	41,2	38,8	33,8	36,5	32,4	23,8

Продолжение табл. 14.2

Параметр	Температура наружного воздуха $t_н$, °C														
	—25			—10			0			5			10		
	Водопроводная вода														
Расход, м³/ч:															
на горячее водоснабжение $V_в$	2,6	9,3	17,5	2,6	9,3	17,5	2,6	9,3	17,5	2,6	9,3	17,5	2,6	9,3	17,5
на циркуляцию $V_ц$	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8
Температура, °C:															
после I ступени $t_{пI}$	70,9	72,1	66,5	57,7	57,4	54,8	48,7	46,9	41,5	45,4	44,4	42,4	42,9	43,2	42,3
перед II ступенью $t_{пII}$	52,8	57,9	58,4	51	52,6	52,4	49,8	48,9	45,7	49,4	48	46,1	49	47,6	46
после II ступени t_I	60	59,9	60,1	60	60	60	60	60	60	60,1	59,9	60,1	60	60	60
Тепловая нагрузка, МВт (Гкал/ч):															
отопления $Q_о$	2,16 (1,86)	2,2 (1,9)	2,2 (1,9)	1,45 (1,25)	1,44 (1,24)	1,36 (1,17)	0,98 (0,85)	0,92 (0,79)	0,77 (0,66)	0,76 (0,65)	0,66 (0,57)	0,46 (0,4)	0,57 (0,49)	0,41 (0,35)	0,13 (0,11)
I ступени ПГВ Q_I	0,20 (0,17)	0,73 (0,63)	1,24 (1,07)	0,15 (0,13)	0,56 (0,48)	0,92 (0,79)	0,13 (0,11)	0,45 (0,39)	0,74 (0,64)	0,12 (0,1)	0,43 (0,37)	0,76 (0,65)	0,12 (0,1)	0,42 (0,36)	0,76 (0,65)
II ступени ПГВ* Q_{II}	0,16 (0,14)	0,06 (0,05)	0,07 (0,06)	0,20 (0,17)	0,23 (0,2)	0,40 (0,34)	0,23 (0,2)	0,34 (0,29)	0,57 (0,49)	0,24 (0,21)	0,36 (0,31)	0,55 (0,47)	0,24 (0,21)	0,37 (0,32)	0,56 (0,48)
суммарная на ГТП $Q_{ГТП}$	2,52 (2,17)	3,00 (2,58)	3,52 (3,03)	1,80 (1,55)	2,23 (1,92)	2,7 (2,3)	1,35 (1,16)	1,71 (1,47)	2,08 (1,79)	1,12 (0,96)	1,45 (1,25)	1,77 (1,52)	0,93 (0,8)	1,19 (1,03)	1,44 (1,24)
Среднесуточный расход сетевой воды на ГТП $V_с^{ср}$, м³/ч	25,3			27,3			28,8			31,5			2		

* Нагрузка II ступени включает теплопотери в системе циркуляции.



Температура наружного воздуха, °С
-22
-26
-30
-34
-38
$t_н$
$t_{и.д}$
Расходы, м³/ч
24
16
8
0
$V_{ро}$
$V_с^{расч}$
$V_в$
$V_ц$
V_{II}
Температура теплоносителя, °С
130
110
90
70
50
30
10
τ_1
τ_{01}
τ_{02}
$\tau_{п2}$
t_1
$t_ц$
τ_2
Тепловая нагрузка, Гкал/ч
1,6
1,2
0,8
0,4
0
Q_0
$Q_г$
Q_I
$Q_ц$
12
14
16
18
20
22
24
2
4
6
8
10
12
Часы суток
а)

Рис. 14.7 а

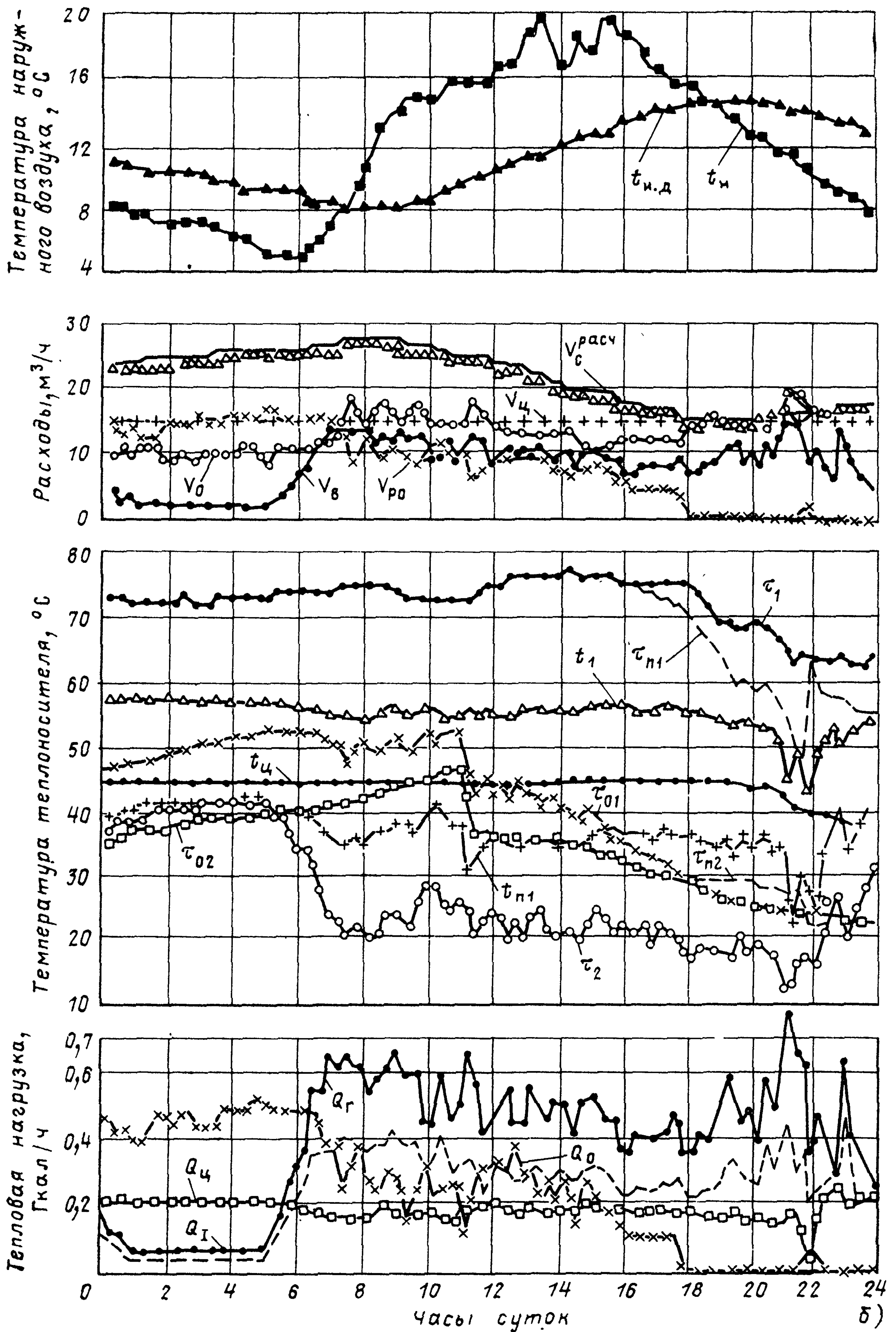


Рис. 14.7. Суточные режимы работы ГТП:

а — $t_{и.д}^{ср}=-27$ °C; *б* — $t_{и.д}^{ср}=11,5$ °C

ные точки представляют параметры, осредненные за каждые 30 мин измерений. Как видно из рис. 14.7, фактический расход сетевой воды на ГТП поддерживался системой авторегулирования близким к заданному при соответствующей температуре инерционного датчика.

Во избежание гидравлической разрегулировки тепловой сети система автоматического регулирования должна производить изменение отпуска теплоты в пределах располагаемой тепловой мощности источника. Поэтому в периоды недоотпуска теплоты от ТЭЦ (рис. 14.7, *а*) система авторегулирования не допускала увеличения расхода сетевой воды на ГТП. При высоких температурах наружного воздуха (рис. 14.7, *б*) в периоды суток, когда поддерживаемый системой автоматического регулирования расход сетевой воды оказывается меньше требуемого на II ступень подогревателя горячего водоснабжения, регулятор отпуска теплоты на отопление закрывается (период с 18 до 24 ч) и расход теплоты на отопление сокращается до нуля.

На рис. 14.8 показаны результаты работы ГТП с автоматическим регулированием отпуска теплоты на отопление при смешанной схеме с ограничением расхода воды. Приведенные на рис. 14.8 среднесуточные значения измеренных параметров — расходов и температур теплоносителя и расхода теплоты на отопление (показаны точками) — примерно соответствуют их расчетным значениям (сплошные линии). Следует отметить, что температура сетевой воды ТЭЦ соответствует заданному графику при температурах наружного воздуха, превышающих —15 °С. При $t_{\text{н,д}}^{\text{ср}} < -15$ °С температура сетевой воды на ТЭЦ ниже требуемой по графику. На рис. 14.8 также показаны среднесуточные значения температур воздуха в двух контрольных помещениях, расположенных в нижних этажах зданий. Температура воздуха в этих помещениях на диапазоне постоянных температур сетевой воды близка к комфортной и составляет 18,5—21 °С. В течение суток амплитуда колебаний температуры воздуха в контрольных помещениях не превышала примерно ±1 °С. Снижение температуры воздуха в помещениях до 16—17 °С при $t_{\text{н.д}}^{\text{ср}} < -22$ °С обусловлено отмеченным выше снижением

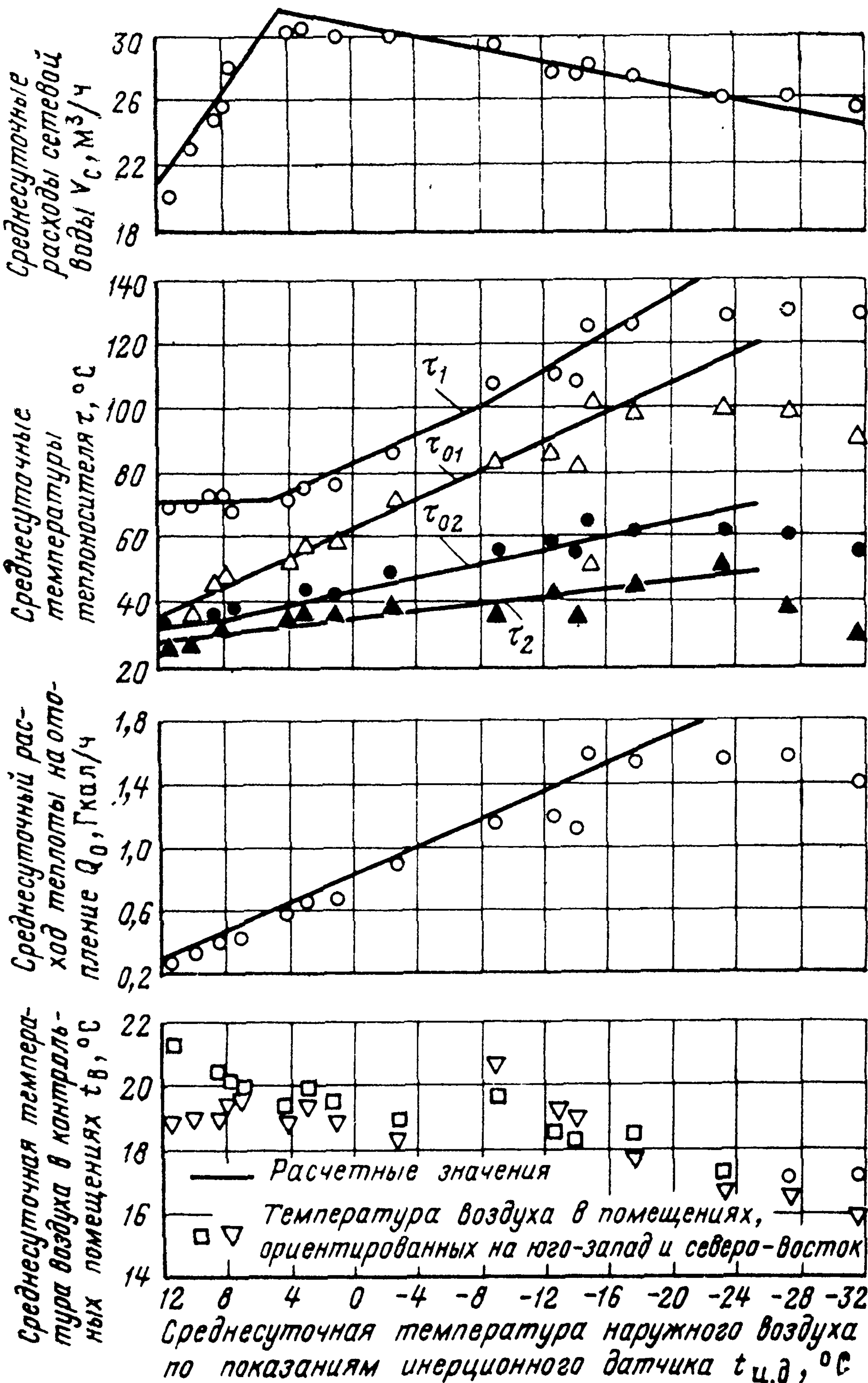


Рис. 14.8. Результаты испытаний автоматизированной ГТП при смешанной схеме с ограничением расхода:

сплошные линии — расчетные значения; □, ▽ — температура воздуха в помещениях, ориентированных на юго-запад и северо-восток

температуры сетевой воды против расчетных значений и соответствующим снижением расходов теплоты на отопление зданий.

В диапазоне температур наружного воздуха ниже расчетной для г. Москвы ($t'_н$ = —25 °С) расход сетевой воды на ГТП, как видно из рис. 14.8, снижался, однако это снижение не превышало 4 % по сравнению с $V_с$ при $t^{ср}_{и.д}$ = = —25 °С.

14.5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ГТП С НАСОСАМИ СМЕШЕНИЯ

В настоящее время большая часть отопительной нагрузки присоединена к тепловым сетям по зависимой схеме. При реализации системы авторегулирования в ГТП с зависимой схемой необходимо предусмотреть установку насосов смешения, которые должны автоматически включаться при снижении расхода сетевой воды на отопление ниже допустимой величины. Насосы смешения должны поддерживать расход воды в квартальной отопительной сети не ниже заданного для предупреждения вертикальной разрегулировки местных систем отопления. Установка насосов смешения в ГТП производится не только для работы системы авторегулирования, но и для повышения надежности теплоснабжения путем обеспечения циркуляции воды в квартальной отопительной сети при аварийных режимах теплосети и предотвращения тем самым замораживания отопительных систем при низких наружных температурах.

Ниже приводятся результаты эксплуатационных испытаний ГТП с зависимой схемой присоединения отопительных установок, оборудованной системой авторегулирования отопительной нагрузки и насосами смешения [30].

ГТП обслуживает микрорайон с 16 пятиэтажными зданиями, в которых проживает 3900 чел. Расчетная нагрузка отопления $Q'_о$ = 3,95 МВт. Рас-

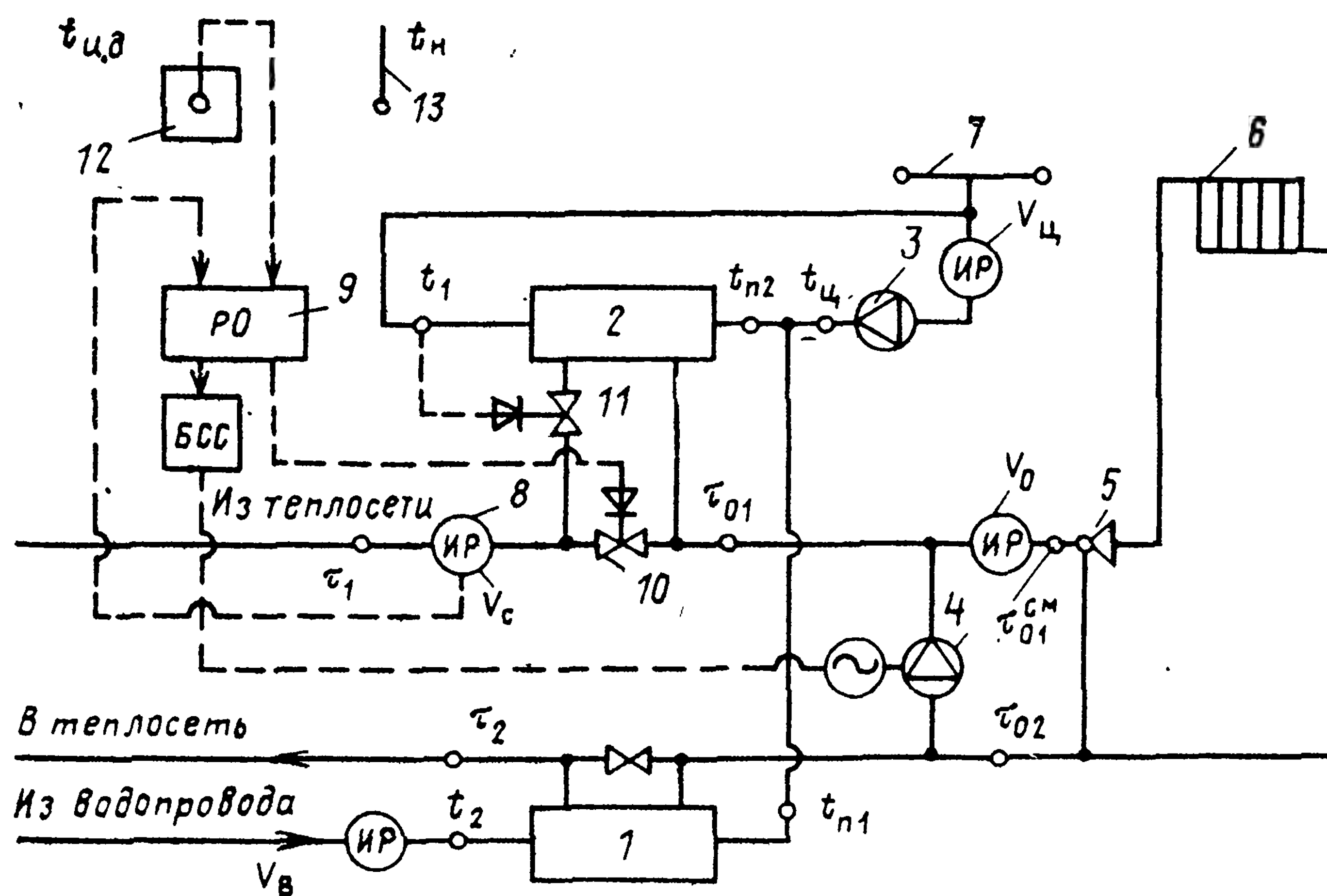


Рис. 14.9. Схема автоматизированной ГТП и точки измерений при проведении испытаний:

1, 2 — ступени подогревателя горячего водоснабжения; *3* — циркуляционный насос системы горячего водоснабжения с напором 20 м и расходом 90 м³/ч; *4* — смесительный насос системы отопления с напором 34 м и расходом 45 м³/ч; *5* — элеватор местной системы отопления; *6* — отопительный прибор; *7* — точки разбора горячей воды; *8* — индукционный расходомер; *9* — регулятор отпуска теплоты на отопление; *10* — регулирующий клапан; *11* — регулятор температуры воды в системе горячего водоснабжения; *12* — инерционный датчик температуры наружного воздуха; *13* — безынерционный датчик температуры наружного воздуха; *БСС* — электронный блок управления работой насосов смешения; V, τ, t — точки измерения расходов, температур сетевой и водопроводной воды; $t_н$ — текущая температура наружного воздуха; $t_{и.д}$ — температура наружного воздуха по показаниям инерционного датчика

четная среднечасовая нагрузка горячего водоснабжения $Q_г^{ср} = 1{,}25$ МВт (без учета теплопотерь в системе циркуляции). Подогреватель горячего водоснабжения включен по двухступенчатой последовательной схеме и состоит из 10 секций диаметром 300 мм: на I ступени — 4 секции, на второй — 6; суммарная поверхность нагрева — 291 м². Система авторегулирования, установленная на ГТП, аналогична приведенной выше. Отличие заключается в типе установленной аппаратуры. В качестве регулирующего прибора использовался регулятор РП-4у, а в качестве нелинейного преобразователя — блок суммирования БСД. В схеме использовался также блок БСС, который в зависимости от расхода сетевой воды на ГТП осуществлял включение и выключение насосов смешения. Вся указанная аппаратура регулирования выпускается Чебоксарским ПО «Промприбор». При проведении испытаний на ГТП осуществлялась непрерывная запись расходов и температур воды и температур наружного воздуха с помощью приборов ЭПП-09М и КСМ-4. Расходы измерялись индукционными расходомерами ИР-51 с пределами измерений от 0 до 100 м³/ч, температуры — с помощью платиновых и медных термометров сопротивления. Схема ГТП с обозначениями точек измерения параметров и установленной аппаратурой авторегулирования приведена на рис. 14.9.

14.5.1. НАГРУЗКА ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Нагрузка горячего водоснабжения определялась как произведение измеренного расхода водопроводной воды $V_в$ на ее теплоемкость c и на разность температур $t_1 - t_2$, т. е. с учетом теплопотерь в подающей линии системы горячего водоснабжения, равных $V_в\, c\, (t_1 - t_{кр})$, где $t_{кр}$ — средняя температура в точках водоразбора. Температура водопроводной воды после II ступени подогревателя горячего водоснабжения t_1 с помощью гидравлического регулятора температуры РТ поддерживалась равной 60 °С. Для ГТП по данным измерений были определены фактические значения средненедельной нагрузки горячего водоснабжения. Результаты определения среднечасовых за сутки и максимальных (средняя за час максимального водопотребления) нагрузок горячего водоснабжения показали, что средненедельная нагрузка $(Q_г^{ср})_н = 1{,}5$ МВт является весьма стабильной величиной. Данные о нагрузке горячего водоснабжения этой ГТП приведены на рис. 7.4 и в табл. 7.3. Фактическая относительная среднечасовая нагрузка горячего водоснабжения ГТП $\rho = 1{,}5/3{,}95 = 0{,}38$ превышает проектное значение $\rho = 1{,}25/3{,}95 = 0{,}32$.

14.5.2. СИСТЕМА ЦИРКУЛЯЦИИ

Расход воды в системе циркуляции горячего водоснабжения существенно изменялся в течение суток. Максимальный расход $V_ц = 35 \div 37$ м³/ч наблюдался в ночные часы, минимальное значение $V_ц = 15 \div 20$ м³/ч — в период максимальных нагрузок горячего водоснабжения. Охлаждение воды в системе циркуляции $t_1 - t_ц$ составляло примерно 8—10 °С, что обеспечивало поддержание температуры воды у водоразборных вентилей около 55 °С. Фактическая величина потерь теплоты в системе циркуляции, измеренная в ночной период (0—4 ч), составила $Q_ц = 0{,}35$ МВт. Эта величина близка к результатам расчета по формуле (7.3а): $Q_ц = 0{,}0825\ Q_г^м = 0{,}0825 \cdot 3{,}7 = 0{,}31$ МВт [23].

14.5.3. РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ ГТП

С учетом экспериментально определенных значений тепловых нагрузок горячего водоснабжения и теплопотерь в системе циркуляции, расчетной нагрузки отопления, схемы включения подогревателя горячего водоснабже-

ния, принятого в районе температурного графика и установленного в ГТП оборудования на ЭВМ были рассчитаны требуемые расходы сетевой воды. Расчеты проводились при обычном суточном графике нагрузки горячего водоснабжения. Результаты расчетов требуемых расходов сетевой воды и режимов работы ГТП при различных температурах наружного воздуха, обеспечивающих среднесуточную температуру воздуха в отапливаемых помещениях $t_в = 18$ °С и температуру воды в системе горячего водоснабжения $t_1 = 60$ °С, приведены в табл. 14.3. Там же показаны режимы работы ГТП при трех нагрузках горячего водоснабжения: $Q_г = 0$; $Q_г = Q_г^{ср} = 1{,}5$ МВт и $Q_г = 2{,}2$; $Q_г^{ср} = 3{,}3$ МВт. Максимальный среднесуточный расход сетевой воды на

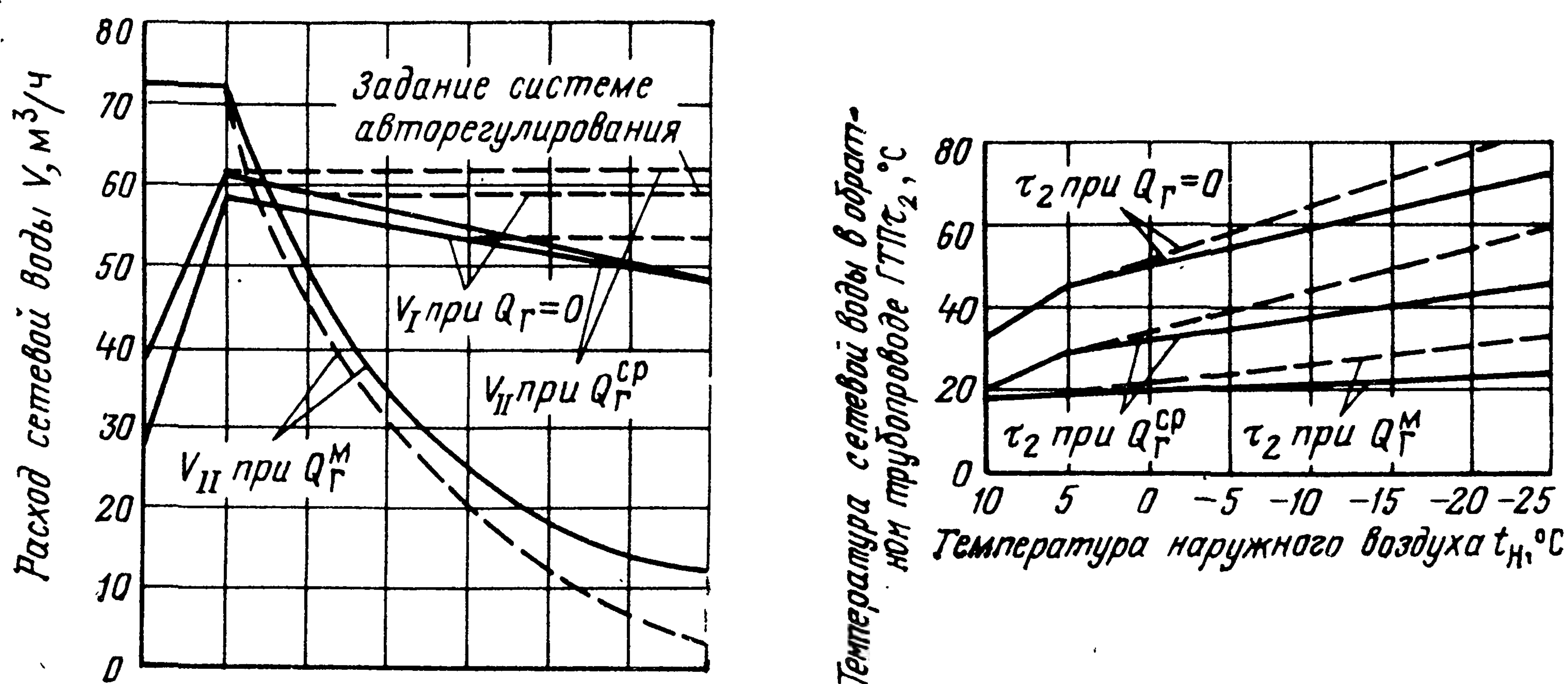


Рис. 14.10. Расчетные режимы ГТП:

——— — по расчету; — — — — — с учетом задания системе авторегулирования неизменного расхода при $t_н \leqslant 5$ °С

ГТП $V_с^{ср} = 60{,}9$ м³/ч, как видно из табл. 14.3, имеет место при температуре излома графика $t_н'' = 5$ °С. При повышении температуры до $t_н = 10$ °С значение $V_с$ снижается до 38,2 м³/ч, при понижении $t_н$ до $t_н' = -25$ °С требуемое значение $V_с$ снижается до 48 м³/ч. Это обусловлено тем, что относительная средняя фактическая нагрузка горячего водоснабжения ГТП $\rho_а = 0{,}38$ превышает $\rho_р = 0{,}2$, на которую рассчитан температурный график района. Расходы сетевой воды, заданные на основании проведенных расчетов для поддержания системой авторегулирования ($V_с$ при $Q_г = 0$), показаны на рис. 14.10. Температурный график отпуска теплоты на ТЭЦ при низких температурах наружного воздуха обычно не соблюдается. Поскольку район не является полностью автоматизированным, для того чтобы не ставить автоматизированные абоненты в худшие условия по сравнению с неавтоматизированными, у которых поддерживается неизменный расход сетевой воды в течение всего отопительного сезона, расход сетевой воды на ГТП, задаваемый для поддержания системе авторегулирования при $t_н \leqslant 5$ °С, принимался неизменным и равным 58,7 м³/ч. Соответствующие режимы ГТП при этом расходе сетевой воды показаны на рис. 14.10 штриховыми линиями. Как видно из рис. 14.10, по мере повышения $t_н$ и соответствующего снижения температуры сетевой воды расход сетевой воды через II ступень подогревателя V_{II} возрастает. При $t_н'' = 5$ °С и максимальной нагрузке, а при $t_н = 10$ °С уже при среднесуточной нагрузке горячего водоснабжения V_{II} превышает значение $V_с$ при $Q_г = 0$, которое является заданием системе авторегулирования. Регулятор РО при этом закрывается (табл. 14.3) и расход сетевой воды на ГТП определяется ее расходом на II ступень подогревателя.

Таблица 14.3. **Расчетные режимы работы ГТП при последовательной схеме горячего водоснабжения**

Параметр	Температура наружного воздуха $t_н$, °C														
	—25			—15			—5			5			10		
Температура в подающей линии τ_1, °C		150			124			98			72			72	
Среднесуточная нагрузка отопления $Q_о$, МВт		3,95			3,02			2,12			1,20			0,74	
Температура воздуха в помещениях $t_в$, °C		18			18			17,9			17,9			18,1	
Относительная нагрузка горячего водоснабжения $Q_г/Q_г^{ср}$	0	1	2,2	0	1	2,2	0	1	2,2	0	1	2,2	0	1	2,2
Сетевая вода															
Расход, м³/ч:															
на ГТП $V_с$	48	48	48	51,7	51,7	51,7	56,6	56,6	56,6	58,7	58,7	71,7	27,9	39,8	71,7
на II ступень подогревателя горячего водоснабжения (ПГВ) V_{II}	2,9	1,4	11	3,9	4,7	18,1	6,1	11,6	32,3	13,7	34,3	71,7	13,7	39,8	71,7
через регулятор отопления $V_{р.о}$	45,1	46,6	39	47,8	47	33,6	50,5	45	24,3	45	24,4	0,0	14,2	0,0	0,0
Температура, °C:															
перед системой отопления $\tau_{о1}$	144	147,3	126,3	117,5	116,7	95	91,9	87,4	64,9	67,1	57,8	43,9	61,7	44,9	43,9
после системы отопления $\tau_{о2}$	72,1	73,2	65,5	64,2	63,9	55,1	55,5	53,5	43,2	44,7	40,2	34,4	33,6	31	34,4
после I ступени ПГВ τ_2	72,1	42,9	23,7	64,2	39,5	22,2	55,5	35	19,6	44,7	27,4	18,8	33,6	18,3	18,8
Водопроводная вода															
Расход, м³/ч:															
на горячее водоснабжение $V_в$	0,0	24,5	54	0,0	24,5	54	0,0	24,5	54	0,0	24,5	54	0,0	24,5	54
на циркуляцию $V_ц$	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Температура, °C:															
после I ступени $t_{п1}$	5	66,5	43,6	5	58,4	37,7	5	49,2	30,6	5	36,8	26,5	5	26,3	26,5
после II ступени t_1	60	60	60	60,1	60	60	60	60	60	60	60	59,9	60	59,9	59,9
Тепловые нагрузки, МВт:															
отопления $Q_о$	4,01	4,13	3,38	3,20	3,17	2,41	2,40	2,23	1,43	1,54	1,21	0,79	0,91	0,65	0,72
I ступени ПГВ Q_I	0,0	1,69	2,33	0,0	1,47	1,98	0,0	1,22	1,55	0,0	0,87	1,30	0,0	0,58	1,30
II ступени ПГВ* Q_{II}	0,35	0,15	1,33	0,35	0,37	1,69	0,35	0,63	2,11	0,35	0,97	2,35	0,34	1,26	2,35
суммарная на ГТП $Q_{ГТП}$	4,36	6,66	7,09	3,55	5,01	6,07	2,74	4,08	5,08	1,88	3,05	4,44	1,24	2,49	4,44
Среднесуточный расход сетевой воды на ГТП $V_с$, м³/ч		48			51,7			56,6			60,9			38,2	

* Нагрузка II ступени включает теплопотери в системе циркуляции.

14.5.4. ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РЕЖИМЫ КВАРТАЛЬНОЙ ОТОПИТЕЛЬНОЙ СЕТИ

В период, когда насос смешения не работает и расход воды через него $V_н = 0$, расход в квартальной отопительной сети V_0 равен расходу сетевой воды на ГТП V_c. Эта величина определяется регулятором РО в зависимости от температуры наружного воздуха. При этом регулирующий клапан открывается настолько, чтобы располагаемый напор на входе в квартальную отопительную сеть H обеспечил пропуск требуемого расхода, т. е. $H = S_0 V_0^2$, где S_0 — сопротивление квартальной отопительной сети, включая элеваторы, установленные в зданиях. Напор насоса, приведенный к точкам его присоединения к квартальной сети, можно приближенно выразить формулой $H = H_н^0 - S_{н\Sigma} V_н^2$, где $S_{н\Sigma} = S_0 + \Sigma S_н$; $\Sigma S_н$ — сумма сопротивлений трубопроводов и арматуры обвязки насоса. Значения $H_н^0$ и $S_н^0$, определенные по паспортным характеристикам насосов, приведены в табл. 2.6. Для установленных на ГТП насосов смешения типа ЗК-9 $H_н^0 = 36$ м; $S_н^0 = 0{,}0025$ м · ч²/м⁶. Из совместного решения уравнений характеристик сети и насоса определяется зависимость расхода воды в квартальной сети от расхода сетевой воды на ГТП, выражаемая формулой (2.19). Для расчета по этой формуле необходимо определить значения S_0 и $\Sigma S_н$. Величина S_0, определенная экспериментально при расходе в квартальной сети 40 и 51 м³/ч, оказалась равной 0,0076 м·ч²/м⁶. Величина $\Sigma S_н$, рассчитанная по сопротивлениям обвязки насоса (трубопроводы, задвижки, обратный затвор), составила 0,0012 м · ч²/м⁶. На рис. 14.11 представлено сопоставление расчетной зависимости V_0 от V_c, а также значений $V_н = V_0 - V_c$ (сплошные линии) по указанной выше формуле с результатами испытаний (точки на графике), показывающее хорошее их совпадение. Некоторое расхождение в области малых значений V_c обусловлено отличием действительного напора насоса в этой области от значений по принятому упрощенному уравнению характеристики насоса. Как следует из рис. 14.11, изменение расхода сетевой воды на ГТП от 10 до 50 м³/ч, т. е. в 5 раз, приводит к изменению расхода воды в квартальной сети от 55 до 70 м³/ч, т. е. всего на 27% при отсутствии регулирования расхода через насос смешения.

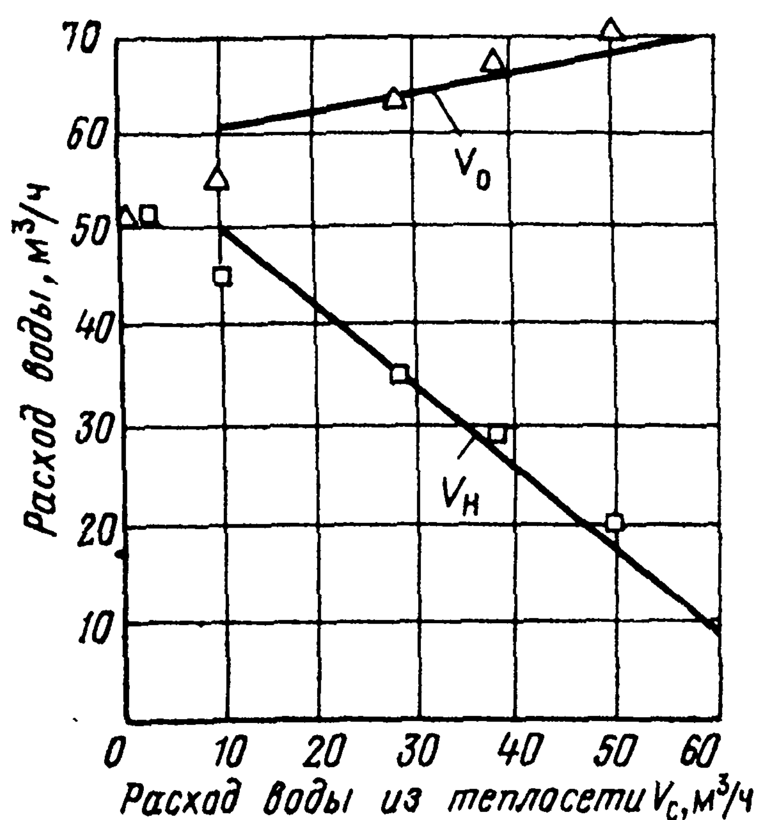


Рис. 14.11. Расход воды в квартальной отопительной сети:

——— — расчетные значения; Δ — экспериментальные значения расходов воды в квартальной отопительной сети; □ — то же через насос смешения

14.5.5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РЕЖИМОВ ГТП

Режимы работы ГТП в течение суток при среднесуточной температуре наружного воздуха по инерционному датчику $t_{и.д}^{ср} \approx 5\,°C$ показаны на рис. 14.12.

Система управления насосами смешения (блок БСС) была настроена таким образом, что включение насоса смешения (один насос резервный) осуществлялось при снижении расхода сетевой воды на ГТП, а следовательно, и в квартальной отопительной сети примерно до 48 м³/ч, что составляет около 80 % расчетного среднесуточного расхода на ГТП. Для обеспечения устойчивой работы выключение насосного агрегата производилось при повышении

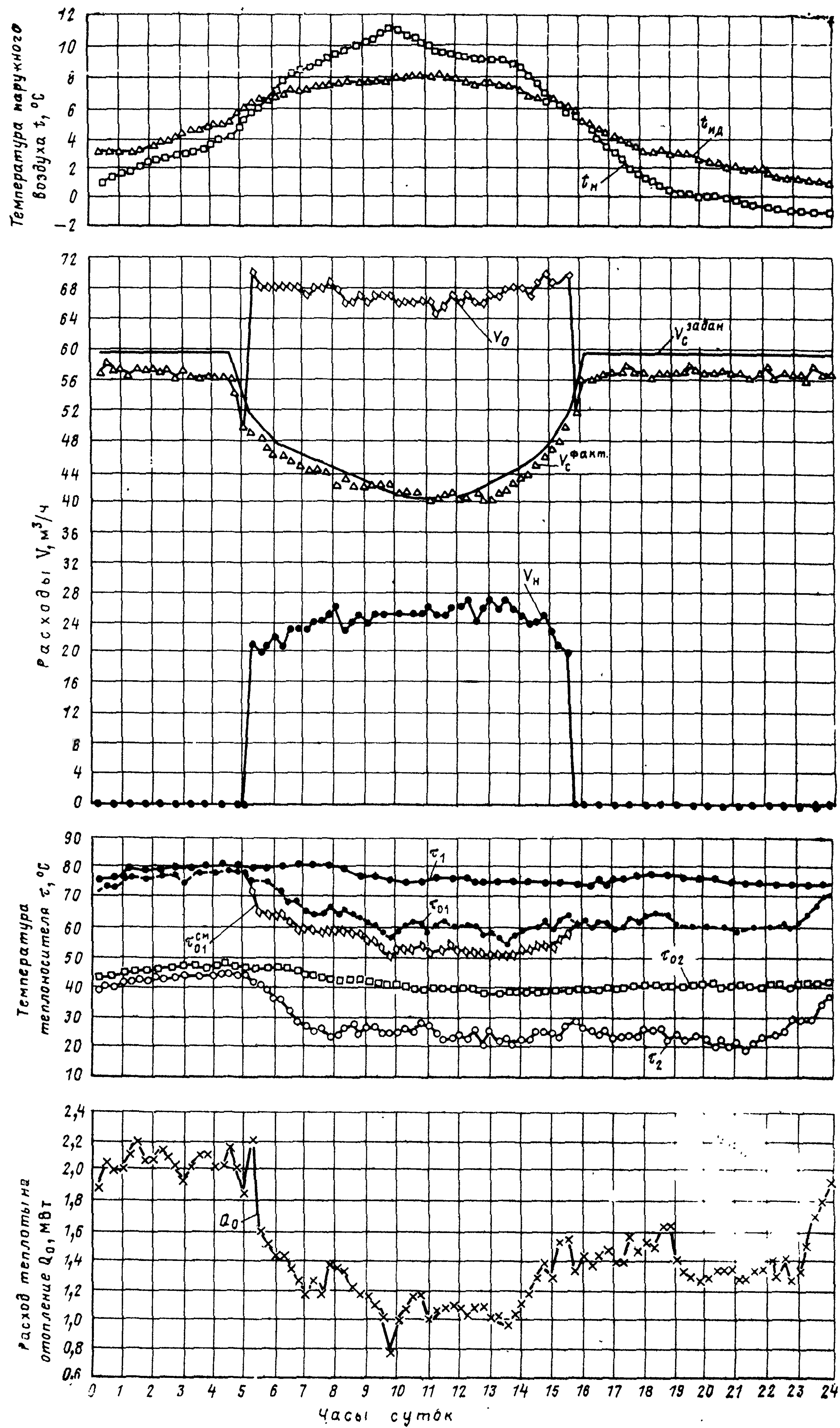


Рис. 14.12. Суточный режим работы ГТП при $t_{и.д}^{ср} \approx 5$ °C

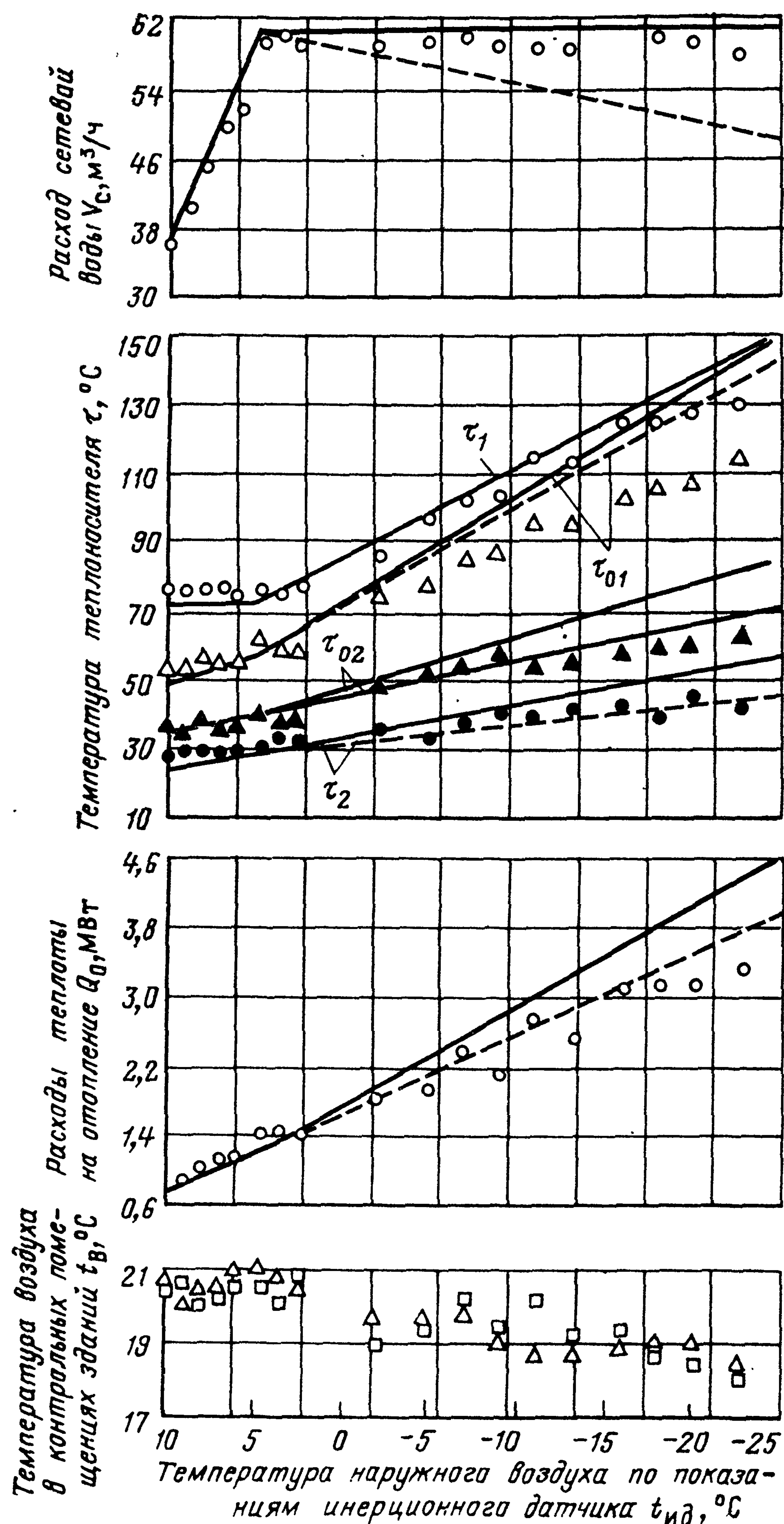


Рис. 14.13. Среднесуточные режимы автоматизированной ГТП:

– – – – — по расчету;
——— — с учетом задания системе авторегулирования неизменного расхода при $t_н \leqslant 5$ °С; на графиках указаны точками опытные значения соответствующих параметров; на нижнем графике — осредненные температуры контрольных помещений двух зданий

значения $V_с$ до 52 м³/ч. Разница между сигналами включения и выключения насоса составляла 4 м³/ч. Из рис. 4.12 видно, что система авторегулирования поддерживала расход сетевой воды на ГТП близким к заданному при соответствующей температуре инерционного датчика. При низких температурах наружного воздуха насос смешения не работал, поскольку значения $V_с$ превышали 48 м³/ч. При снижении расхода сетевой воды до 49 м³/ч ($t_{и.д} = 6{,}5$ °С примерно в 5 ч утра) система авторегулирования произвела включение насоса смешения, что привело к увеличению расхода воды в квартальной отопительной сети с 49 до 68 м³/ч. При увеличении расхода сетевой воды на ГТП до 53 м³/ч ($t_{и.д} = 6$ °С) система авторегулирования выключила насос смешения (15 ч 30 мин). Расход воды в квартальной отопительной сети при работе насоса смешения превышал расчетное значение расхода ($V_с^{ср} = 60{,}9$ м³/ч при $t''_н = 5$ °С) всего на 20 %, что не нарушало нормальной работы системы отопления.

Результаты испытаний автоматизированной ГТП с зависимым присоединением систем отопления показаны на рис. 14.13. Опытные значения параметров (точки) на диапазоне излома графика близки к расчетным (сплошные линии). Имеющиеся отклонения при $t_н < 5$ °С в большинстве случаев являются следствием более низкой температуры воды в подающей линии теплосети, чем определено температурным графиком сети. На рис. 14.13 показаны также среднесуточные значения температур воздуха в контрольных помещениях двух зданий. В каждом здании было установлено по 8 термографов в

угловых и средних помещениях 1-го и 5-го этажей рядовой и торцевой секций. Температуры воздуха в помещениях этих зданий в диапазоне постоянных температур сетевой воды были на уровне комфортных и составляли 20—21 °С несмотря на существенные колебания расхода теплоты на отопление в течение суток (рис. 14.12). Даже при низких температурах ($t_н <$ $<$—10 °С) в периоды недоотпуска теплоты от ТЭЦ температуры воздуха в помещениях снижались только до 18—19 °С, т. е. не были ниже нормативных значений. Это обусловлено, тем, что при температурах $t_н < 5$ °С системой авторегулирования поддерживался избыточный по сравнению с расчетным расход сетевой воды на ГТП (штриховая линия на рис. 14.13). Отклонение температур воздуха в контрольных помещениях от представленных осредненных значений не превышало 1 °С. Результаты испытаний показали, что при работе системы авторегулирования экономия теплоты в диапазоне излома графика составила 2,5 % годового расхода теплоты на отопление. Расход топлива на выработку электроэнергии для привода насоса смешения не превышает 10 % сэкономленных топливно-энергетических ресурсов.

14.6. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ ТЕПЛОМАГИСТРАЛИ С АВТОМАТИЗИРОВАННЫМИ АБОНЕНТАМИ

Реальная экономия при автоматизации отпуска теплоты на отопление может быть получена не при выборочной автоматизации ГТП, а лишь при сплошной автоматизации абонентов, присоединенных к тепломагистрали. При выборочной автоматизации будет иметь место перераспределение сетевой воды между автоматизированными абонентами, у которых расход воды будет сокращаться, и неавтоматизированными, у которых при увеличении располагаемых напоров в сети расходы сетевой воды увеличатся. В результате расход сетевой воды в источнике теплоснабжения не уменьшится.

С целью проверки влияния авторегулирования отпуска теплоты на отопление на режимы работы тепломагистрали были проведены испытания тепломагистрали до и после автоматизации присоединенных к ней ГТП. Автоматизация была произведена по схеме, приведенной выше.

14.6.1. СХЕМА ТЕПЛОМАГИСТРАЛИ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ГТП

Схема тепломагистрали представлена на рис. 14.14, а характеристики присоединенных к ней абонентов — в табл. 14.4.

Исследование режимов работы тепломагистрали проводилось в два этапа. На первом этапе была автоматизирована только одна ГТП (64/178), расчетная нагрузка на отопление которой составляет примерно 15 % суммарной расчетной отопительной нагрузки тепломаги-

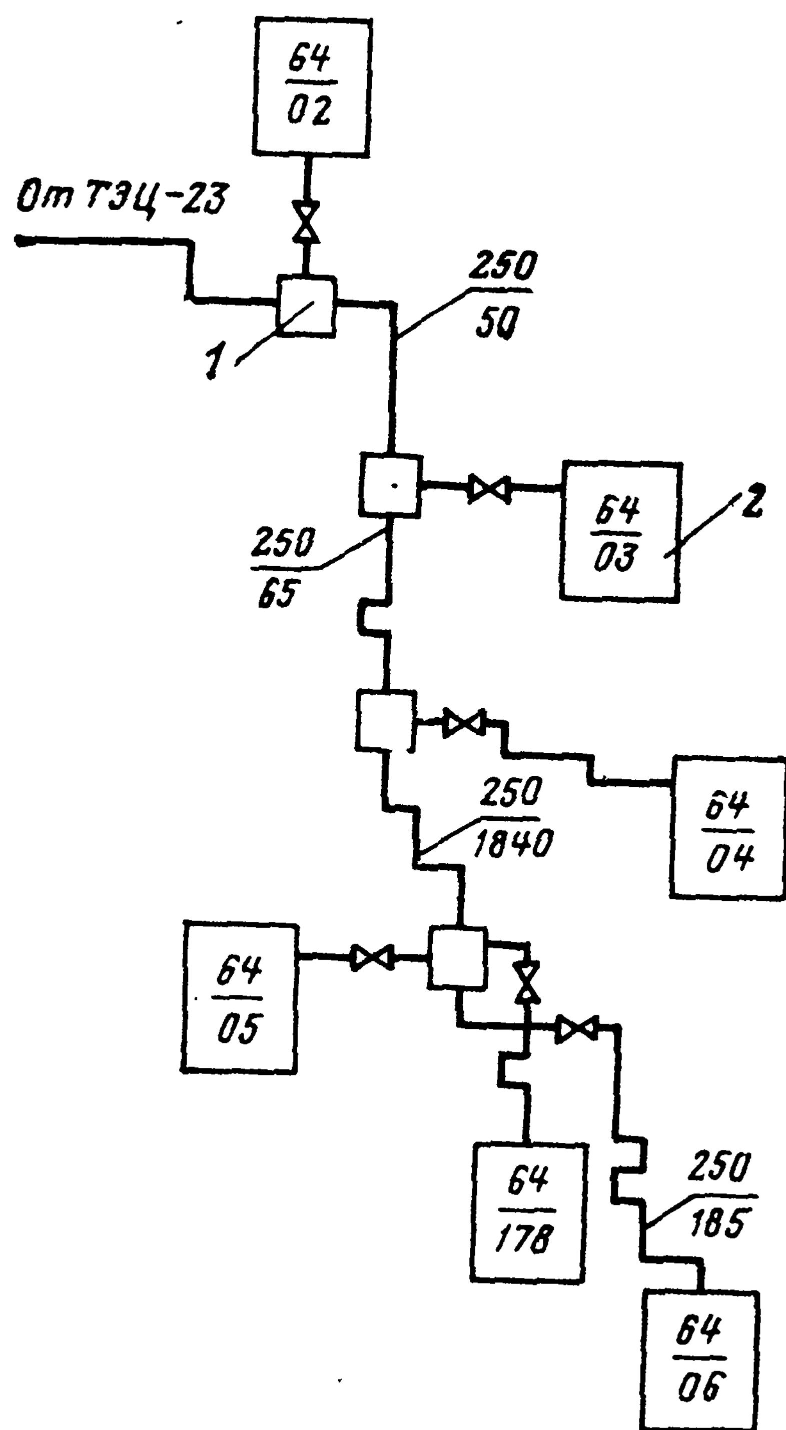


Рис. 14.14. Схема участка тепломагистрали:
1 — камера, в которой установлены измерительные приборы; *2* — тепловая подстанция; на схеме магистрали указано: в числителе — диаметр трубопровода в мм; в знаменателе — длина участка сети в м

Таблица **14.4. Характеристики абонентов, присоединенных к тепломагистрали**

Абонент	Число жителей, чел.	Схема присоединения установок		Тепловая нагрузка, мВт					Средняя относительная нагрузка горячего водоснабжения $\rho_а^{ср}=Q_г^{ср}/Q_о'$	Подогреватель горячего водоснабжения			
					в том числе					I ступень		II ступень	
		отопления	горячего водоснабжения	суммарная на ввод	на отопление $Q_о'$	на горячее водоснабжение $Q_г^{ср}$	потери теплоты в системах циркуляции горячего водоснабжения $Q_ц$	на вентиляцию $Q_в'$		Диаметр, мм	Число секций	Диаметр, мм	Число секций
64/02	229	Зависимая	Двухступенчатая последовательная	0,59	0,37	0,08	0,023	0,12	0,22	80	4	80	5
64/03	2602	То же	То же	4,13	2,91	0,87	0,20	0,15	0,30	250	7	250	3
64/04	3903	»	Двухступенчатая смешанная	6,21	3,95	1,57	0,35	0,34	0,40	300	4	300	6
64/05	394	»	Двухступенчатая последовательная	0,76	0,605	0,12	0,035	—	0,20	100	3	100	6
64/06	3530	»	То же	6,60	5,00	1,16	0,29	0,15	0,23	300	5	300	5
64/178	1900	Независимая	»	2,97	2,21	0,56	0,20	—	0,25	250	6	250	4
Итого	12 558	—	—	21,65*	15,05	4,36	1,10	0,76	0,29	—	—	—	—

* Включает теплопотери в городских тепловых сетях, составляющие 0,35 МВт.

страли. На втором этапе были автоматизированы четыре ГТП с расчетной нагрузкой отопления 95 % суммарной по магистрали. Две местные тепловые подстанции (абоненты 64/02 и 05) не были автоматизированы, поскольку их отопительная нагрузка незначительна (5 % суммарной). На этих МТП были сохранены обычные гидравлические регуляторы расхода РР. Системы горячего водоснабжения всех абонентских вводов были оснащены гидравлическими регуляторами температуры РТ. Вентиляционные установки подключены параллельно системам отопления зданий и не имеют дополнительной автоматики. В ночной период осуществлялось отключение вентиляционных установок по воздушному тракту. Для исследования режимов работы тепломагистрали в камере на обратной линии теплосети был установлен индукционный расходомер ИР-11 с пределами измерений 0—500 м^3/ч. В подающей и обратной линиях тепломагистрали были также установлены медные термометры сопротивления с пределами измерений 0—150° С. В период испытаний осуществлялась автоматическая запись расходов и температур теплоносителя.

Приведенные ниже значения температур наружного воздуха, расходов и температур теплоносителя представляют собой величины, осредненные за каждый час измерений.

14.6.2. РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ ТЕПЛОМАГИСТРАЛИ

Для оценки режимов работы тепломагистрали до автоматизации были произведены расчеты присоединенных к ней четырех групповых и двух местных тепловых подстанций, характеристики которых приведены в табл. 14.4. Для каждой тепловой подстанции определялся требуемый расход сетевой воды, который должен поддерживаться РР в течение всего отопительного сезона, определялись также расходы воды на II ступень подогревателя при нулевой, средней и максимальной нагрузках горячего водоснабжения и температуры обратной сетевой воды. Максимальная нагрузка горячего водоснабжения $Q_г^м$ для магистрали примерно в 2,2 раза превышает среднечасовую $Q_г^{ср}$. Суммарные расходы воды по магистрали и температуры обратной сетевой воды при различных нагрузках горячего водоснабжения представлены на рис. 14.15, *а*. В расчетных параметрах, представленных на рис. 14.15, *а*, учтено, что в одной из ГТП (64/178) осуществляется регулирование отпуска теплоты на отопление и поэтому расход воды на эту ГТП, поддерживаемый регулятором РО, является переменным в течение отопительного сезона. Значительные колебания расхода воды в тепломагистрали, связанные с нагрузкой горячего водоснабжения, обусловлены тем, что в одной из двух наиболее крупных по расходу теплоты ГТП (64/04) подогреватели горячего водоснабжения присоединены по смешанной схеме. Таким образом, расход воды в тепломагистрали по расчету должен составлять 190 м^3/ч при отсутствии нагрузки горячего водоснабжения и возрастать до 245 м^3/ч при температуре излома графика и максимальной нагрузке горячего водоснабжения.

Аналогичные расчеты были проведены для условий автоматизации всех четырех ГТП. В этом случае определялись расходы сетевой воды, которые должны поддерживаться регулятором расхода теплоты на отопление (РО) при различных температурах наружного воздуха для обеспечения заданной температуры в отапливаемых помещениях. При этом было учтено, что ГТП 64/04 одновременно с оснащением ее средствами автоматизации была переведена на последовательную схему присоединения подогревателей. Результаты расчетов приведены на рис. 14.15, *б*. Расходы воды в МТП, в которых РО не устанавливались, сохранялись неизменными. Снижение расчетного расхода сетевой воды по тепломагистрали после автоматизации четырех ГТП объясняется тем, что, как отмечалось выше, до автоматизации

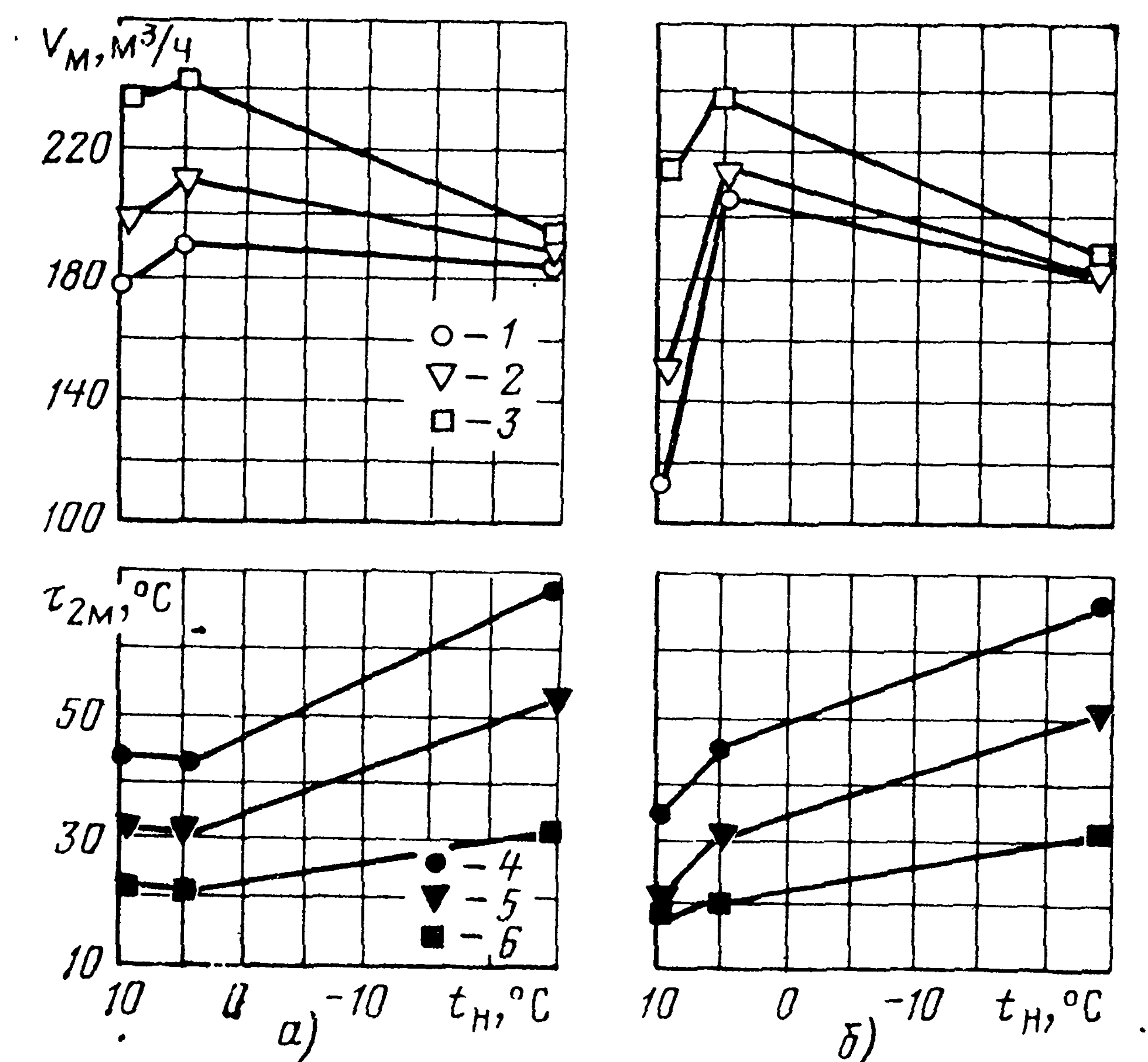


Рис. 14.15. Расчетные режимы тепломагистрали:

а — при автоматизации одной ГТП; *б* — при автоматизации четырех ГТП

Параметр	Обозначение при значениях $Q_г$		
	0	$Q_г^{ср}$	$Q_г^{м}$
Расход воды в магистрали $V_м$, м³/ч	○	▽	□
Температура воды в обратной линии магистрали $\tau_{2м}$, °С	●	▼	■

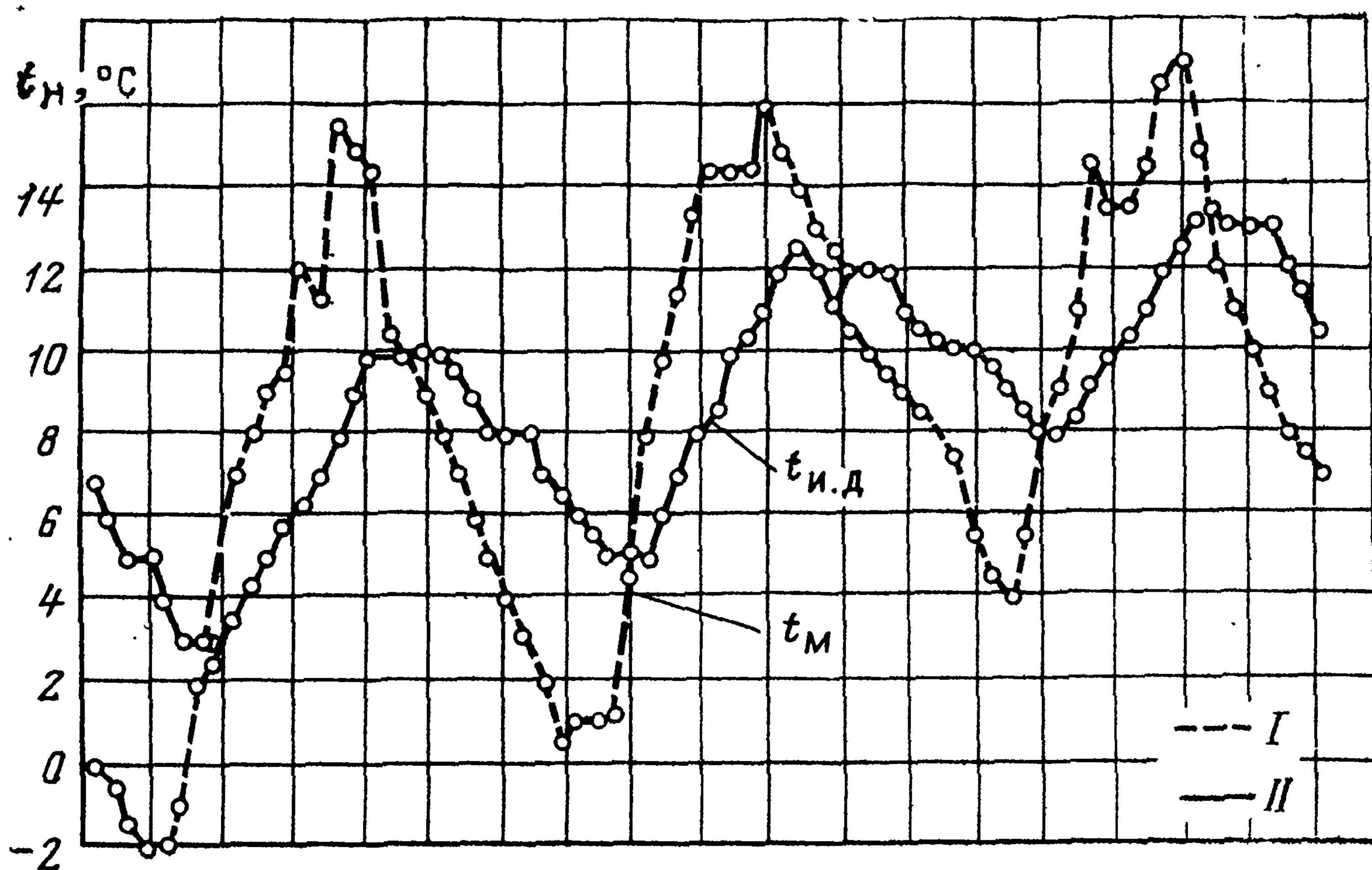
— — — — — режимы тепломагистрали с учетом фактически заданных регуляторам РО расходов сетевой воды

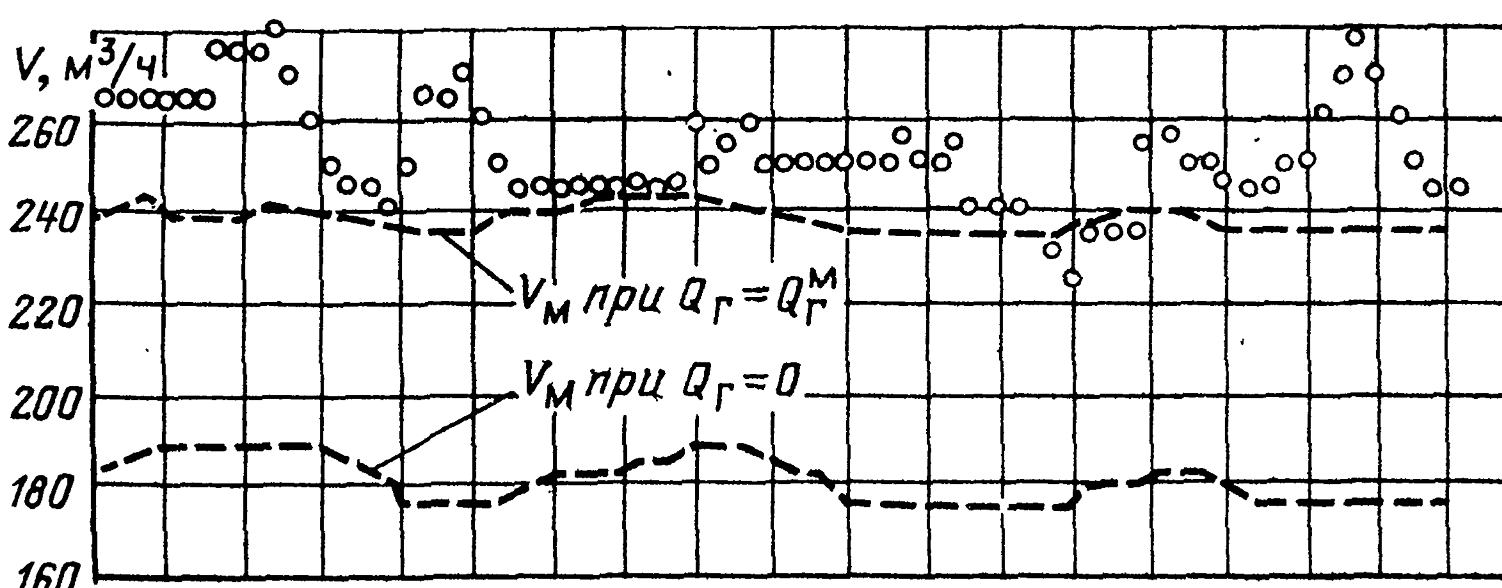
отопительной нагрузки подогреватель горячего водоснабжения в ГТП 64/04 был включен по двухступенчатой смешанной схеме, а затем было произведено переключение подогревателя на последовательную схему. Из рис. 14.15, *а* видно, что среднесуточный расход сетевой воды по магистрали $V_м^{ср}$ ($V_м$ при $Q_г^{ср}$) в течение отопительного периода весьма мало изменяется при автоматизации только одной ГТП. При автоматизации четырех ГТП $V_м^{ср}$ существенно изменяется при различных температурах наружного воздуха (рис. 14.15, *б*). При этом максимальное значение $V_м^{ср}$ имеет место в точке излома температурного графика при $t_н'' = 5$ °С и составляет 208,5 м³/ч. При повышении температуры до $t_н = +10$ °С величина $V_м^{ср}$ снижается до 150 м³/ч, при понижении $t_н$ до $t_н' = -25$ °С $V_м^{ср}$ снижается до 182 м³/ч вследствие того, что относительная средняя нагрузка горячего водоснабжения тепломагистрали $\rho_т^{ср} = Q_г^{ср}/Q_о' = 0{,}29$ превышает величину $\rho_р = 0{,}2$, на которую рассчитан температурный график района теплоснабжения от ТЭЦ.

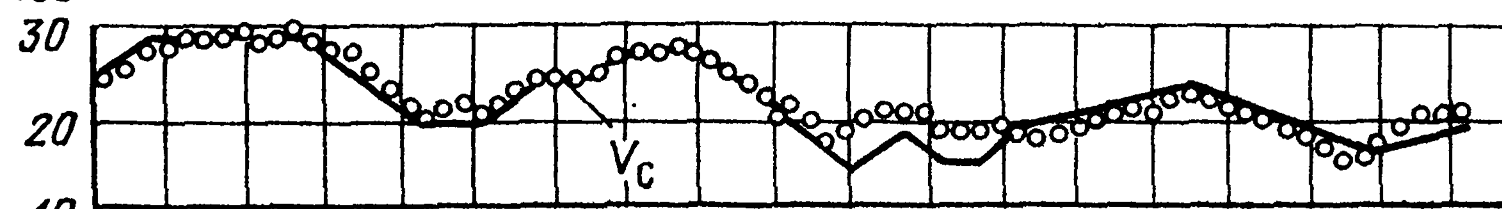
На рис. 14.15, *б* показано значение расхода сетевой воды, поддерживаемое системами автоматического регулирования отопительной нагрузки на ГТП, которое рассчитано на обеспечение в течение отопительного периода температур воздуха в отапливаемых помещениях на уровне 18 °С и температуры водопроводной воды после II ступени подогревателя 60 °С ($V_м$ при $Q_г = 0$). Поскольку подавляющее большинство абонентов района не было автоматизировано и расход в них сохранялся неизменным, для того чтобы не ставить автоматизированные ГТП в худшие условия, в диапазоне температур -25 °С $< t_н <$ 5 °С задавался для поддержания неизменный расход сетевой воды, соответствующий $t_н'' = 5$ °С.

14.6.3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОМАГИСТРАЛИ

На рис. 14.16 представлены результаты сопоставления фактических режимов работы автоматизированной ГТП (64/178) и тепломагистрали до автоматизации остальных присоединенных ГТП. На этом рисунке для трех дней при среднесуточных температурах наружного воздуха 7—10 °С показаны







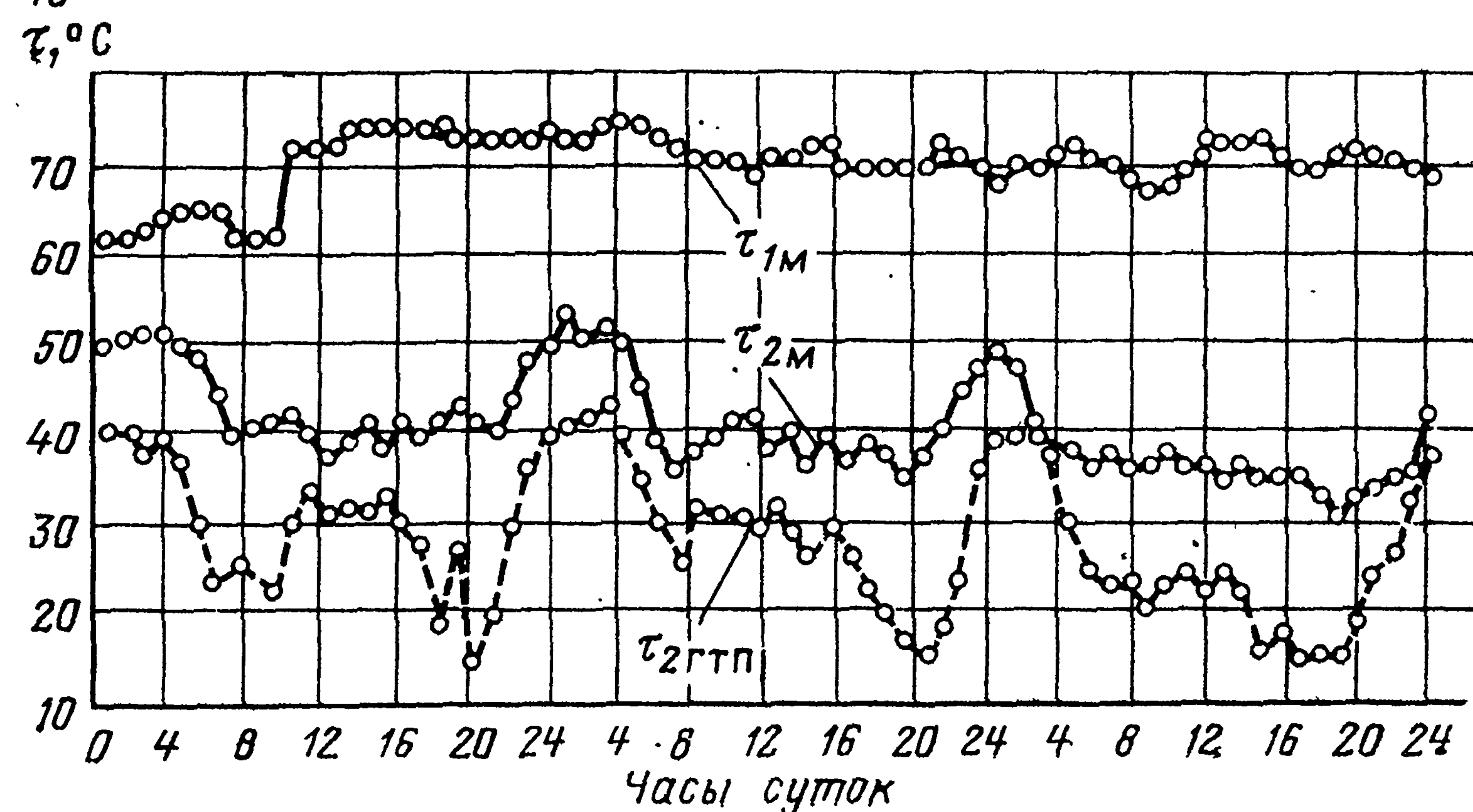


Рис. 14.16. Режимы работы тепломагистрали и автоматизированной ГТП:

– – – – – расчетные расходы тепломагистрали при автоматизации одной ГТП; ———— – расчетные расходы автоматизированной ГТП

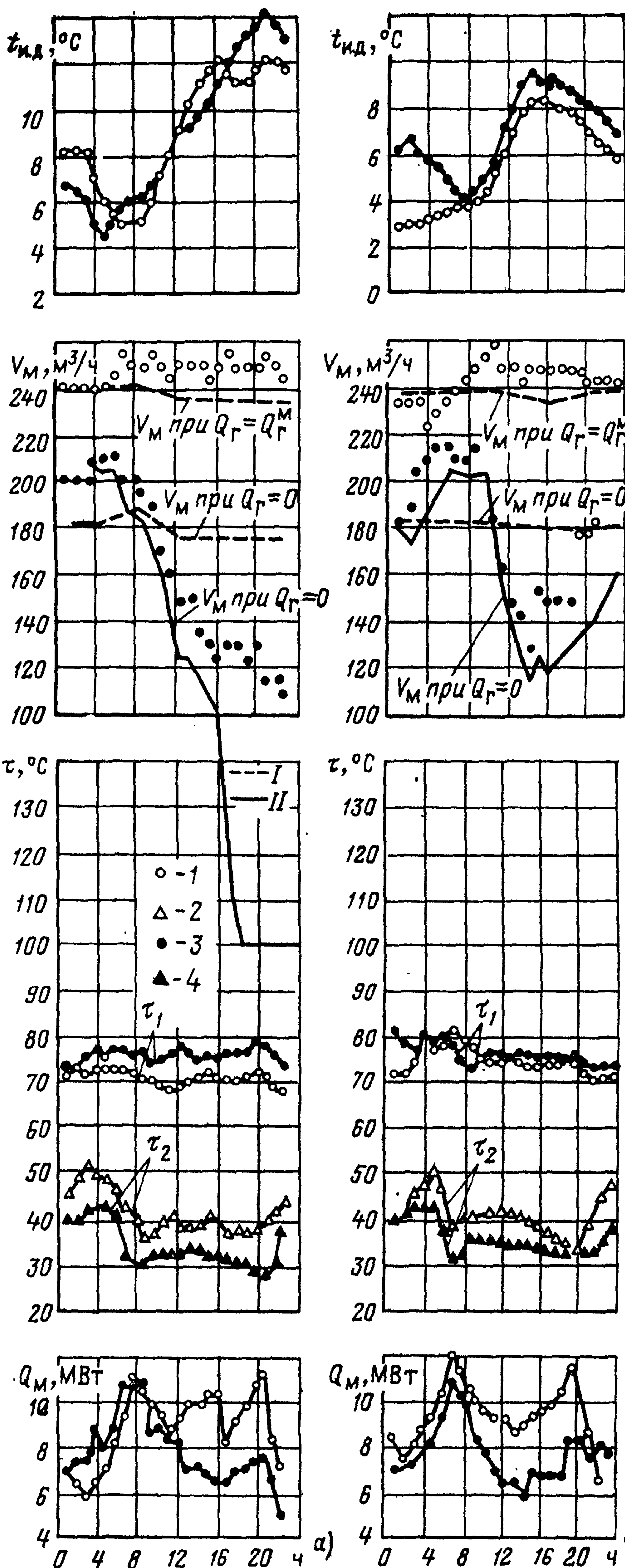


Рис. 14.17. Суточные режимы работы тепломагистрали до и после автоматизации ГТП:

а — $t^{ср}_{и.д} = 9{,}1$ °С, $\tau_1^{ср} = 74$ °С; б — $t^{ср}_{и.д} = 6{,}3$ °С, $\tau_1^{ср} = 75$ °С;

Режим работы тепломагистрали	Обозначение	
	Расчетный	Фактический
При автоматизации одной ГТП	– – – –	○ △
При автоматизации четырех ГТП	———	● ▲

расходы сетевой воды через автоматизированную ГТП ($V_с$) и тепломагистраль ($V_м$), а также соответствующие им температуры воды в обратной линии $\tau_{2ГТП}$ и $\tau_{2м}$. Изменение расхода сетевой воды по тепломагистрали определяется в основном режимами работы ГТП 64/04 в результате применения смешанной схемы и ГТП 64/178 в результате функционирования РО. Из рис. 14.16 следует, что расход воды по магистрали для рассматриваемых дней был близок к расчетному при максимальной нагрузке горячего водоснабжения. В ночные часы (период с 0 до 5 ч) при минимальных нагрузках горячего водоснабжения расход воды по магистрали примерно в 1,35 раза превышал расчетное значение $V_м$ при $Q_г = 0$. Температура теплоносителя после автоматизированной ГТП примерно на 10 °С ниже, чем в тепломагистрали.

Режимы работы тепломагистрали в течение суток при различных температурах наружного воздуха до и после автоматизации ГТП показаны на рис. 14.17. На этом рисунке представлены результаты измерений расходов и температур сетевой воды в тепломагистрали при примерно одинаковых среднесуточных температурах $t_н$ по инерционному датчику и сетевой воды в подающей линии теплосети, относящиеся к отопительным периодам до и после автоматизации. Из рис. 14.17 видно, что расход сетёвой воды по теп-

ломагистрали до автоматизации был весьма стабильным, его максимальное суточное изменение для рассматриваемых дней не превышало 35 м³/ч, или примерно 15 % среднесуточного значения. Фактические значения расходов сетевой воды по тепломагистрали до автоматизации примерно в 1,3 раза превышали расчетные величины, показанные штриховыми линиями. Это объясняется тем, что обслуживающий персонал по своему усмотрению производил коррекцию установленного расхода сетевой воды на ГТП, изменяя его перемещением регулировочного винта регулятора расхода РР. Представленные на рис. 14.17 режимы работы тепломагистрали после автоматизации характеризуются существенным изменением расхода сетевой воды в течение суток в диапазоне температур $t_н > 5$ °С. Как видно из рис. 14.17, *а* и *б*, в результате функционирования систем автоматического регулирования отпуска теплоты на ГТП расход сетевой воды по тепломагистрали поддерживался близким к заданному, показанному сплошными линиями, при соответствующих температурах инерционного датчика. При этом максимальное в течение суток изменение значений $V_м$ составило 100 м³, или 60 % среднесуточного значения. При значениях $t_н > 10 \div 12$ °С (рис. 14.17, *а* и *б*) расход сетевой воды по тепломагистрали снижался до 140—100 м³/ч.

Из представленных на рис. 14.17 данных видно, что в результате осуществления автоматизации отопительной нагрузки и приведения к нормативным значениям расходов сетевой воды на группе ГТП расход по тепломагистрали снизился примерно в 1,3—1,5 раза, температура сетевой воды в обратной линии тепломагистрали снизилась на 5—8 °С, при этом расход теплоты по магистрали уменьшился на 0,6—1,4 МВт.

Осредненные за сутки параметры (точки на графике), характеризующие режимы работы тепломагистрали до и после автоматизации ГТП при различных температурах наружного воздуха, взятые по результатам испытаний, показаны на рис. 14.18. На рис. 14.18 также показаны расчетные значения среднесуточных расходов и температур сетевой воды, соответствующие режиму работы тепломагистрали до и после автоматизации (штриховые и сплошные линии). Как следует из рис. 14.18, поскольку среднесуточный расход сетевой воды по магистрали до автоматизации абонентов примерно в 1,25 раза превышал расчетное значение, среднесуточная температура воды в обратной линии была завышена по сравнению с расчетной на 4—15 °С. После автоматизации при расчетном расходе сетевой воды температура в обратной линии хотя и понизилась

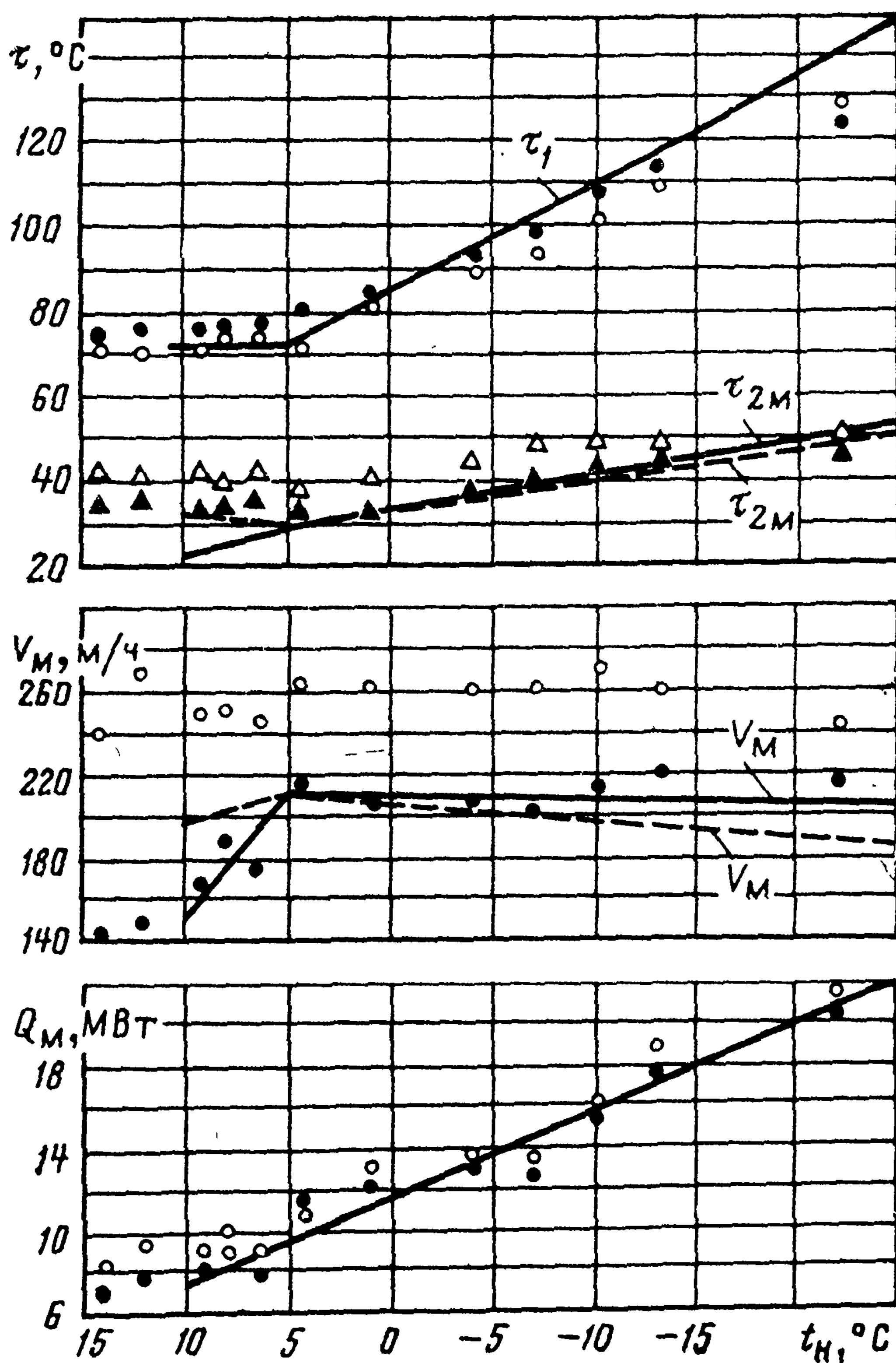


Рис. 14.18. Результаты испытаний тепломагистрали до и после автоматизации ГТП:

обозначения те же, что и на рис. 14.17

на 5—10 °C, все же при $t_н \geqslant 5$ °C превышала расчетные значения на 4—8 °C. Это обусловлено некоторым превышением температур сетевой воды в подающей линии теплосети против принятого в районе графика, отсутствием регулирования расхода сетевой воды на вентиляционные установки, а также повышением температуры воды в системах горячего водоснабжения в ночной период.

14.7. ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ГТП В ОТКРЫТОЙ СИСТЕМЕ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Приведенные выше экспериментальные исследования автоматизированных ГТП проводились в закрытой системе теплоснабжения при системе авторегулирования, в которой расход сетевой воды регулируется только по температуре наружного воздуха без обратной связи по температуре воздуха в отапливаемых помещениях.

Ниже приводятся результаты исследований системы авторегулирования, в которой такая связь реализована. Эта система прошла длительную эксплуатационную проверку в ГТП г. Красноярска, где принята открытая система теплоснабжения [4]. Как было показано в [27], в открытых системах теплоснабжения крупных городов оптимальной является независимая схема присоединения систем отопления потребителей в крупных ГТП тепловой мощностью 20—30 МВт. Такая система начинает применяться в Ленинграде, Красноярске и других городах.

При разработке систем автоматического регулирования расхода теплоты на отопление возникает вопрос о выборе способа регулирования. Известны системы регулирования, в которых расход теплоты на отопление в ГТП регулируется путем поддержания заданного соответствия между температурой воды в подающем трубопроводе квартальной теплосети и температурой наружного воздуха. Такой способ регулирования представляется нецелесообразным в открытых системах теплоснабжения, так как изменения расходов сетевой воды на горячее водоснабжение приводят к изменениям расходов сетевой воды на отопление и соответственно к отклонениям температур воды в квартальной отопительной сети от требуемых по графику, что вызывает работу регулятора, направленную на сохранение заданного соотношения температур сетевой воды и наружного воздуха. При максимальных нагрузках горячего водоснабжения такой способ регулирования приведет к значительному увеличению расхода сетевой воды на ГТП, что требует дополнительного ограничения максимального расхода сетевой воды. Между тем, как показывает опыт, постоянного соответствия между температурой наружного воздуха и температурой воды на отопление не требуется, так как неравномерность подачи теплоты в здания из-за нагрузки горячего водоснабжения сглаживается за счет их теплоаккумулирующей способности.

В приведенной системе автоматического регулирования отпуска теплоты на отопление на групповых тепловых подстанциях реализуется заранее рассчитанная зависимость расхода сетевой воды на ГТП от температуры наружного воздуха. При расчете этой зависимости в тепловых балансах отапливаемых зданий не учитывалась теплота солнечной радиации и внутренних тепловыделений из-за отсутствия в системе авторегулирования обратной связи по внутренней температуре воздуха в отапливаемых помещениях. Теоретические расчеты и экспериментальные исследования опытных систем автоматического регулирования отопительной нагрузки зданий, регулирующих расход теплоты на отопление непосредственно по отклонению температуры воздуха в помещениях, показывают, что учет внутренних тепловыделений и теплоты солнечной радиации позволяет дополнительно снизить расход теплоты на отопление [2]. Доля внутренних тепловыделений в тепловом балан-

се жилых зданий в теплые периоды отопительного сезона может достигать 60 % требуемого для отопления расхода теплоты. Существенно в эти периоды возрастает и доля теплоты солнечной радиации, в том числе не только прямой, но и рассеянной.

Поэтому представляется целесообразным при разработке систем регулирования отопительной нагрузки дополнительно использовать импульс непосредственно по отклонению температуры воздуха в отапливаемых помещениях, так как это позволит учесть все факторы, влияющие на эту температуру, в том числе и дополнительные теплопоступления, а также использовать теплоаккумулирующую способность зданий для сглаживания неравномерности подачи теплоты из-за нагрузки горячего водоснабжения. Регулирование расхода теплоты по внутренней температуре в помещениях обычно

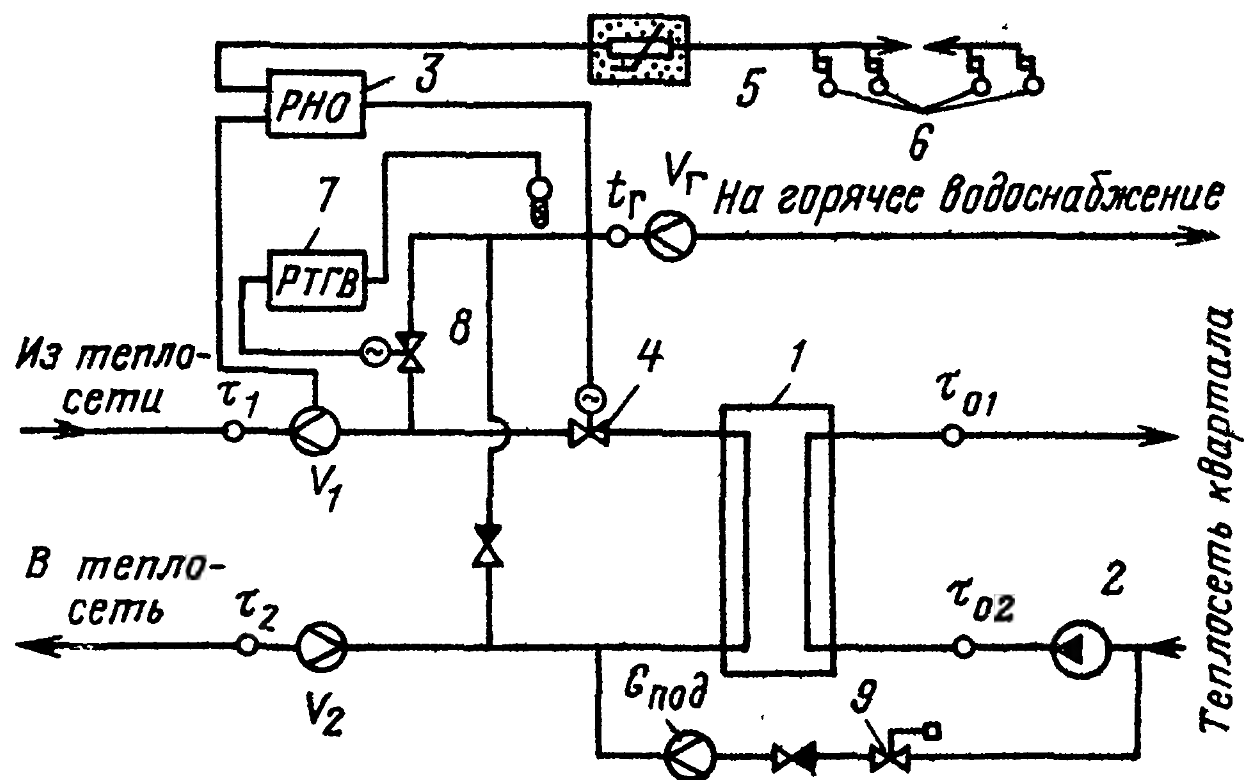


Рис. 14.19. Принципиальная схема автоматизации ГТП и точки измерений при проведении испытаний:

1 — отопительный подогреватель; *2* — насос квартальной сети; *3* — регулятор нагрузки отопления; *4* — регулирующий клапан системы отопления; *5* — инерционное устройство; *6* — датчики температуры в помещениях; *7* — регулятор температуры воды в системе горячего водоснабжения; *8* — регулирующий клапан системы горячего водоснабжения; *9* — регулятор подпитки

осуществляется на абонентских вводах зданий. Значительный интерес представляет осуществление группового регулирования расхода теплоты на отопление в ГТП непосредственно по отклонению внутренней температуры в отапливаемых помещениях.

Основная трудность заключается в выборе помещения для установки датчика, так как на систему регулирования могут оказать сильное влияние случайные факторы, вызывающие отклонения внутренней температуры. Влияние случайных факторов можно значительно уменьшить при измерении температуры воздуха в группе отапливаемых помещений. При таком способе регулирование осуществляется по температуре воздуха, «осредненной» по группе помещений. При этом, также в среднем, учитывается теплота солнечной радиации и внутренних тепловыделений в помещениях, где расположены датчики внутренней температуры. На рис. 14.19 приведена принципиальная схема системы автоматического регулирования отопительной нагрузки в ГТП, работающая по отклонению температуры воздуха в группе отапливаемых помещений [4]. В качестве второго регулируемого параметра используется расход сетевой воды на ГТП. Температура воздуха измеряется в 12 квартирах двух пятиэтажных зданий, расположенных рядом с ГТП. В качестве датчиков температуры применены ртутные термоконтакторы типа ТК-20 с точкой контактирования 20 °С, которые установлены в квартирах первых этажей на уровне 40—50 см от пола. Все датчики телефонным проводом соединены между собой параллельно и подключены на вход регулирующего прибора РПИБ-III. Предварительно сигнал от датчиков пропущен через терморезистор, находящийся в инерционном устройстве ИУ. На вход регулирующего прибора также поступает сигнал от датчика расхода сетевой воды на ГТП, в качестве которого использован дифманометр. Выходные команды регулирующего прибора воздействуют на испол-

нительный механизм типа КДУ-2, который перемещает регулирующий клапан РК.

Регулирование расхода теплоты на отопление осуществляется следующим образом. Если температура воздуха в помещениях, где расположены датчики ниже 20 °С, то все датчики разомкнуты и сигнал от них на вход регулирующего прибора не поступает. В этом случае регулирующий прибор, получая сигнал только от датчика расхода, поддерживает максимальный расчетный расход сетевой воды на ГТП. При повышении температуры воздуха в отапливаемых помещениях выше 20 °С начинают замыкаться датчики температуры воздуха и регулирующий прибор снижает расход сетевой воды на отопительный подогреватель и, таким образом, на ГТП в целом. Снижение расхода сетевой воды зависит от количества замкнутых датчиков температуры воздуха в помещениях и температуры наружного воздуха, так как сигнал от датчиков проходит через терморезистор, находящийся под воздействием наружной температуры. Терморезистор служит для ограничения минимального расхода сетевой воды на отопительный подогреватель. Нелинейная отрицательная температурная зависимость электрического сопротивления терморезистора позволяет увеличить диапазон допустимого снижения расхода сетевой воды на ГТП при повышении температуры наружного воздуха. При расчетной наружной температуре $t'_н$ = —40 °С минимальный расход сетевой воды на отопительный подогреватель, допускаемый системой авторегулирования, составляет 80 % расчетного расхода, а при $t''_н$ = +10 °С допустимый минимальный расход снижается до нуля.

Терморезистор расположен в инерционном устройстве с целью уменьшения влияния суточных колебаний наружной температуры на работу системы регулирования. Инерционное устройство аналогично примененному в системе регулирования, приведенной выше.

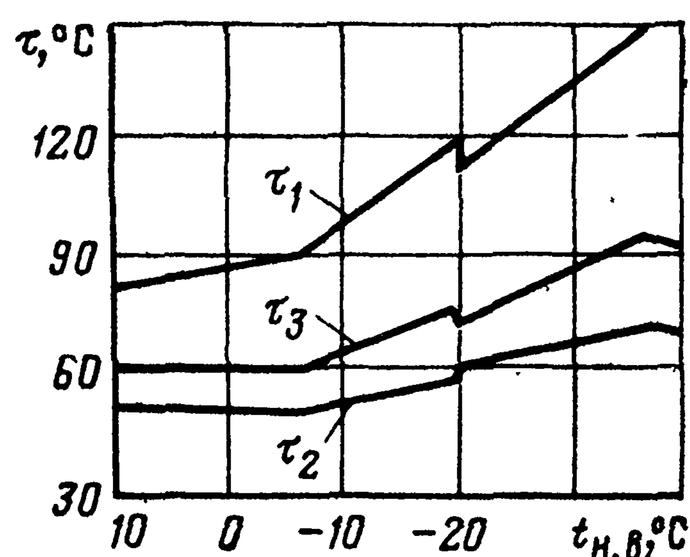
При неизменном числе включенных датчиков температуры помещений система регулирования поддерживает неизменный расход сетевой воды на ГТП. При увеличении отбора воды на горячее водоснабжение из подающей линии клапан *4* (рис. 14.19) прикрывается и расход воды на отопительный подогреватель сокращается таким образом, чтобы сохранился неизменным суммарный расход воды на ГТП. Минимальный расход воды на подогреватель, как отмечалось выше, ограничивается с помощью терморезистора.

Показанная на рис. 14.19 система регулирования смонтирована на ГТП в г. Красноярске.

На этой ГТП осуществлено независимое присоединение систем отопления через водо-водяной теплообменник. Система регулирования может работать и на ГТП с зависимым присоединением систем отопления. В этом случае на ГТП должен быть установлен насос смешения, обеспечивающий стабильный расход воды в квартальной отопительной сети. От ГТП получают теплоту в основном пяти- и десятиэтажные панельные жилые дома, а также школа, детские учреждения, административные здания. Число жителей в квартале составляет около 11 тыс. чел. Расчетная проектная нагрузка отопления ГТП составляет 20,95 МВт, нагрузка вентиляции 4,52 МВт, средняя проектная нагрузка горячего водоснабжения 3,7 МВт. Исследования показали близкое совпадение проектной и фактической нагрузок горячего водоснабжения. Низкое соотношение нагрузок горячего водоснабжения и отопления объясняется наличием в квартале большого числа административных зданий, общежитий, имеющих более низкие нагрузки горячего водоснабжения чем жилые здания. Квартальные тепловые сети выполнены трехтрубными: двухтрубная сеть для отопления и вентиляции и однотрубная для горячего водоснабжения. Магистральная тепловая сеть работает по графику температур 150—70 °С, скорректированному по совместной нагрузке отопления и горячего водоснабжения; квартальная тепловая сеть — по графику

130—70 °C. График температур в магистральной теплосети, изображенный на рис. 14.20, разработан специально для абонентских вводов с непосредственным водоразбором после элеватора [31]. Так как абонентские вводы зданий в г. Красноярске не оснащены регуляторами температуры воды на горячее водоснабжение, то при температуре наружного воздуха минус 20 °С и выше водоразбор переключается с обратного трубопровода на трубопровод после элеватора, в результате чего температурный график в этот период повышается на величину, компенсирующую снижение расхода воды в отопительной системе здания.

На рис. 14.21 приведены расчетные расходы сетевой воды на ГТП и на отопительный подогреватель, обеспечивающие постоянную температуру воздуха в помещениях при работе магистральной теплосети по графику,



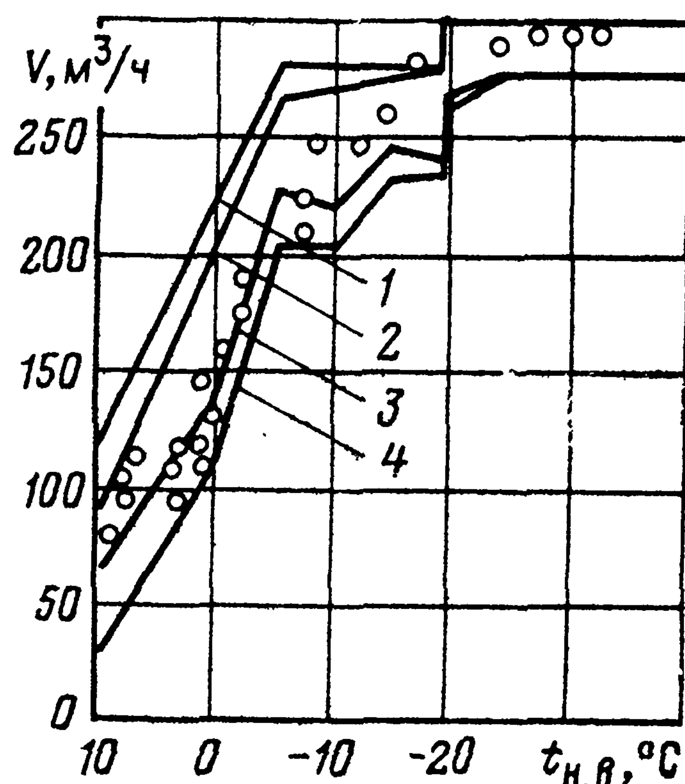


Рис. 14.20. Температурный график тепловой сети:
τ_1, τ_2, τ_3 — температуры воды в подающей линии, в обратной линии, после элеватора

Рис. 14.21. Среднесуточные расходы сетевой воды:
1, *2* — расчетные расходы сетевой воды на ГТП и отопительный подогреватель без учета внутренних тепловыделений и солнечной радиации; *3*, *4* — то же с учетом этих факторов; ○ — среднесуточные расходы сетевой воды на отопительный подогреватель при работе системы регулирования расхода теплоты на отопление

приведенному на рис. 14.20. Из рис. 14.21 видно, что расход сетевой воды на ГТП должен значительно изменяться в течение отопительного сезона. Линии *1* и *2* определены без учета внутренних тепловыделений и солнечной радиации. Разность расходов воды по этим двум линиям определяется среднесуточной величиной отбора воды из подающей магистрали.

По линии *1* ведется регулирование отпуска теплоты в приведенной в § 14.6 схеме. На этом же графике нанесены расчетные расходы сетевой воды, определенные с учетом внутренних тепловыделений и теплоты солнечной радиации в тепловом балансе зданий для условий г. Красноярска (линии *3*, *4*).

Повышение температуры воздуха в помещениях за счет теплоты солнечной радиации определялось по формуле [2]

$$\Delta t_{\text{р}} = \sigma_{\text{о}}\, \varepsilon_{\text{о}}\, R J_{\text{р}}, \tag{14.1}$$

где $\sigma_{\text{о}}$ — относительная площадь остекления, принималась равной 0,3; ε_0 — коэффициент пропускания солнечной радиации, равный 0,67 для чистых стекол; R — среднее термическое сопротивление ограждающих конструкций, принималась равным 0,74 м² · К/Вт; $J_{\text{р}}$ — поток солнечной радиации, Вт/м².

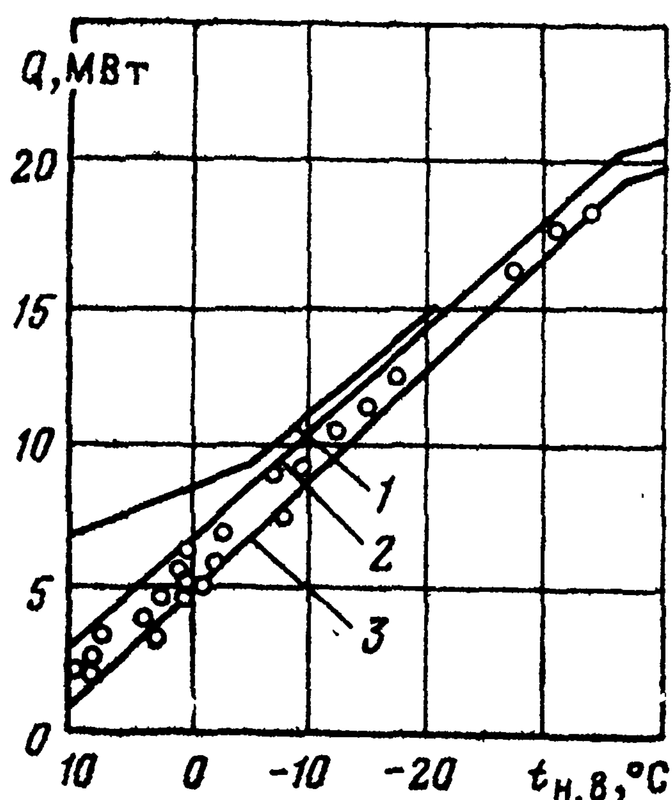


Рис. 14.22. Среднесуточные расходы теплоты на отопление в ГТП:

1 — без регулирования отопительной нагрузки; 2 — расчетный, обеспечивающий постоянную температуру в помещениях без учета внутренних тепловыделений и солнечной радиации; 3 — то же с учетом этих факторов; О — экспериментальные значения при работе системы авторегулирования

Поток солнечной радиации принимался по данным, приведенным в [2] для различных периодов отопительного сезона. При расчете $\Delta t_р$ поток солнечной радиации учитывался в размере 50 % полного потока, что необходимо принимать в условиях городской застройки.

Повышение температуры воздуха в помещениях за счет внутренних тепловыделений определено по формуле

$$\Delta t_{тв} = \frac{q}{x}, \tag{14.2}$$

где x — удельные теплопотери здания, Вт/(м^3 · К); q — удельные внутренние тепловыделения на 1 м^3 объема здания, Вт/м^3.

При расчете $\Delta t_{тв}$ внутренние тепловыделения принимались равными 60 Вт на 1 чел., норма жилой площади — 9 м^2, тепловая характеристика зданий 0,4 Вт/(м^3 · К), кубатурный коэффициент зданий 5,5 м^3/м^2.

На основании выполненных расчетов было определено, что за счет теплоты солнечной радиации температура воздуха в помещениях повышалась в среднем на 4 °С в диапазоне температур наружного воздуха от 0 до +10 °С; на 2 °С в диапазоне от —5 до —10 °С и на 1 °С в диапазоне от —15 до —20 °С. При более низких наружных температурах теплота солнечной радиации не учитывалась. Повышение температуры воздуха за счет внутренних тепловыделений при всех наружных температурах составило при принятых исходных данных 3 °С. Указанные величины повышения внутренней температуры следует рассматривать как некоторые математические ожидания, а не детерминированные величины. Из приведенных на рис. 14.21 экспериментальных данных видно, что расходы сетевой воды находились в основном между расчетными расходами, полученными без учета внутренних тепловыделений и солнечной радиации и с их учетом.

На рис. 14.22 приведены расчетные и экспериментальные значения среднесуточных расходов теплоты на отопление, соответствующие изображенным на рис. 14.21 экспериментальным расходам сетевой воды. Из приведенных данных видно, что среднесуточные расходы теплоты были существенно ниже расчетных. При этом в отапливаемых помещениях температура воздуха поддерживалась на уровне 20—22 °С, что подтверждено термографированием в нескольких квартирах ряда зданий, отапливаемых от ГТП.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Альтшуль А. Д.** Гидравлические сопротивления. М.: Недра, 1982. 224 с.

2. **Анапольская Л. Е., Гандин Л. С.** Метеорологические факторы теплового режима зданий. Л.: Гидрометеоиздат, 1973. 223 с.

3. **Барановский Н. В., Коваленко Л. М., Ястребенецкий А. Р.** Пластинчатые и спиральные теплообменники. М.: Машиностроение, 1973. 288 с.

4. **Бестолченко В. Г., Зингер Н. М., Захаров Г. М.** Система автоматического регулирования расхода теплоты на отопление в центральных тепловых пунктах открытых систем теплоснабжения. — Теплоэнергетика, 1982, № 5, с. 67—70.

5. **Богословский В. Н.** Тепловой режим здания. М.: Стройиздат, 1979. 247 с.

6. **Бродский Е. Ф.** Горячее водоснабжение при теплофикации. Л.: Госстройиздат, 1961. 133 с.

7. **Варфоломеева А. П.** Исследование гидравлических сопротивлений труб систем водяного отопления. Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. МИСИ, 1979. 20 с.

8. **Горин В. И., Соколов Е. Я., Зингер Н. М.** Пути повышения надежности теплофикации. — Теплоэнергетика, 1982, № 8, с. 19—24.

9. **Громов Н. К.** Абонентские устройства водяных тепловых сетей. М.: Энергия, 1979. 248 с.

10. **Громов Н. К.** Городские теплофикационные системы. М.: Энергия, 1974. 253 с.

11. **Грудзинский М. М., Ливчак В. И., Поз М. Я.** Отопительно-вентиляционные системы зданий повышенной этажности. М.: Стройиздат, 1982. 256 с.

12. **Ефимов В. А.** Испытание схемы горячего водоснабжения с частичным подмесом сетевой воды. — Электрические станции, 1966, № 10, с. 28—30.

13. **Зингер Н. М., Андреева К. С., Вульман Ф. А.** Расчет многокольцевых гидравлических сетей на электронной вычислительной машине «Урал». — Теплоэнергетика, 1960, № 12, с. 44—52.

14. **Зингер Н. М.** Расчет и моделирование гидравлических режимов тепловых сетей. М.: Энергия, 1964. 183 с.

15. **Зингер Н. М., Миркина А. И.** Исследование тепловых характеристик секционных водо-водяных подогревателей. — Теплоэнергетика, 1966, № 11, с. 35—41.

16. **Зингер Н. М., Миркина А. И.** Математическое моделирование абонентских теплофикационных вводов. — Теплоэнергетика, 1969, № 2, с. 10—14.

17. **Зингер Н. М., Андреева К. С.** Расчет гидравлических режимов тепловых сетей с нерегулируемыми расходами воды на отопление с применением ЭЦВМ. — Теплоэнергетика, 1970, № 11, с. 44—48.

18. **Зингер Н. М., Андреева К. С.** Расчет гидравлических режимов тепловых сетей в аварийных условиях. — Электрические станции, 1970, № 10, с. 18—24.

19. **Зингер Н. М., Миркина А. И.** Расчет на ЭЦВМ оборудования абонентских вводов с последовательной схемой. — Водоснабжение и санитарная техника, 1971, № 12, с. 25—29.

20. **Зингер Н. М., Миркина А. И., Ермолаева Н. С.** Режимы работы насосов смешения в центральных тепловых пунктах систем теплоснабжения. — Теплоэнергетика, 1972, № 8, с. 69—73.

21. **Зингер Н. М., Миркина А. И.** Методика расчета режимов абонентских вводов со смешанной схемой горячего водоснабжения с применением ЭЦВМ. — Теплоэнергетика, 1973, № 3, с. 56—60.

22. **Зингер Н. М.** Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем. М.: Энергия, 1976. 335 с.

23. **Зингер Н. М., Бурд А. Л.** Оценка теплопотерь в системах горячего водоснабжения микрорайонов. — Теплоэнергетика, 1977, № 12, с. 53—57.

24. **Зингер Н. М., Белова Н. П., Бурд А. Л.** Сопоставление различных схем присоединения к тепловой сети установок горячего водоснабжения. — Теплоэнергетика, 1979, № 2, с. 69—73.

25. **Зингер Н. М., Бурд А. Л.** Экспериментальное исследование центрального теплового пункта при автоматическом регулировании отпуска тепла на отопление. — Теплоэнергетика, 1979, № 3, с. 61—66.

26. **Зингер Н. М., Бурд А. Л., Кривицкий В. И.** Эксплуатационные испытания автоматизированного центрального теплового пункта. — Водоснабжение и санитарная техника, 1980, № 12, с. 20—24.

27. **Зингер Н. М., Орлов А. А.** Присоединение потребителей к тепловым сетям с непосредственным водоразбором. — Теплоэнергетика, 1980, № 2, с. 23—27.

28. **Зингер Н. М., Бурд А. Л., Кривицкий В. И.** Эксплуатационные испытания тепломагистрали при автоматическом регулировании в центральных тепловых пунктах. — Теплоэнергетика, 1983, № 1, с. 43—48.

29. **Зингер Н. М., Сиротенко В. А., Тарадай А. М.** Крупные теплораспределительные станции в системах теплоснабжения. — Водоснабжение и санитарная техника, 1983, № 4, с. 14—16.

30. **Зингер Н. М., Бурд А. Л., Кривицкий В. И.** Экспериментальное исследование автоматизированного центрального теплового пункта. — Теплоэнергетика, 1982, № 4, с. 42—47.

31. **Исследование** режимов работы абонентского ввода с непосредственным водоразбором после элеватора/ В. Г. Бестолченко, Н. М. Зингер, Г. М. Захаров, А. Д. Федоров. — Теплоэнергетика, 1983, № 5, с. 67—70.

32. **Ланин И. С.** Исследование режимов открытых систем теплоснабжения. — Теплоэнергетика, 1971, № 10, с. 13—16.

33. **Левин Б. И., Шубин Е. П.** Теплообменные аппараты систем теплоснабжения. М.—Л.: Энергия, 1965, 256 с.

34. **Либерман Н. Б., Нянковская М. Т.** Справочник по проектированию котельных установок систем централизованного теплоснабжения. М.: Энергия, 1979. 225 с.

35. **Мелентьев Л. А.** Системные исследования в энергетике. М.: Наука, 1979. 415 с.

36. **Методы** и алгоритмы расчета тепловых сетей/ Под ред. В. Я. Хасилева и А. П. Меренкова. М.: Энергия, 1978. 176 с.

37. **Мигай В. К.** Повышение эффективности современных теплообменников. Л.: Энергия, 1980. 144 с.

38. **Нормы** технологического проектирования тепловых электростанций и тепловых сетей. М.: Энергия, 1974. 80 с.

38а. **Основные** положения энергетической программы СССР на длительную перспективу. М.: Изд-во политической литературы, 1984. 31 с.

38б. **Опыт** применения пластинчатых теплообменников в системах теплоснабжения за рубежом/ Н. М. Зингер, Л. С. Бармина, А. И. Любарская, А. М. Тарадай. — Энергохозяйство за рубежом, 1984, № 1, с. 17—21.

39. **Повышение** эффективности работы систем горячего водоснабжения/ Н. Н. Чистяков, М. М. Грудзинский, В. И. Ливчак, Е. И. Прохоров. М.: Стройиздат, 1980. 267 с.

40. **Правила** технической эксплуатации электрических станций и сетей. М.: Энергия, 1977. 288 с.

41. **Применение** пластинчатых теплообменников в системах теплоснабжения/ Н. М. Зингер, В. А. Сиротенко, А. М. Тарадай, Н. Л. Кульбаченко. — Водоснабжение и санитарная техника, 1981, № 6, с. 16—18.

42. **Пластинчатые** теплообменники. Каталог Укрниихиммаша. М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1974. 60 с.

42а. **Пластинчатые** теплообменные аппараты. Каталог Укрниихиммаша, М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1983. 56 с.

43. **Пятая** международная конференция по централизованному теплоснабжению. Киев, 7—10 сентября 1982 г. Состояние и перспективы развития централизованного теплоснабжения и теплофикации в странах мира. Обзорный доклад. 26 с.

43а. **Пятая** международная конференция по централизованному теплоснабжению. Киев, 7—10 сентября 1982 г. Секция V. Гидравлические и тепловые режимы систем централизованного теплоснабжения. Доклады.

44. **Разработка** методов расчета абонентских теплопотребляющих установок с применением ЭЦВМ/ Н. М. Зингер, А. И. Любарская, Г. В. Монахов, С. Д. Каплан. — Теплоэнергетика, 1978, № 12, с. 25—29.

45. **Распределение** тепловой мощности в системе теплоснабжения от атомной станции теплоснабжения/ Н. М. Зингер, Г. И. Плесков, Г. Г. Еше и др. — Теплоэнергетика, 1984, № 9, с. 20—23.

46. **Расчет** на ЭВМ оптимального режима отпуска тепла от ТЭЦ в район с разнородной тепловой нагрузкой/ Н. М. Зингер, А. И. Любарская, Н. П. Белова и др. — Электрические станции, 1980, № 3, с. 32—35.

47. **Регулирование** отпуска теплоты от атомных станций теплоснабжения/ Н. М. Зингер, Г. Г. Еше, А. И. Гилевич и др. — Теплоэнергетика, 1982, № 8, с. 27—30.

48. **Руководство** по проектированию тепловых пунктов. Атомтеплоэлектропроект Минэнерго СССР, МНИИТЭП ГлавАПУ Мосгорисполкома, ГПИ Сантехпроект Госстроя СССР. М.: Стройиздат, 1983. 72 с.

49. **Сазонов Р. П.** Усовершенствование секционных водо-водяных подогревателей. М.: Госэнергоиздат, 1962. 104 с.

50. **Санитарные** правила проектирования и эксплуатации систем централизованного горячего водоснабжения. М.: Мин-во здравоохранения СССР, 1980. 14 с.

51. **Сафонов А. П.** Автоматизация систем централизованного теплоснабжения. М.: Энергия, 1974. 272 с.

52. **Системы** теплоснабжения на базе атомных электростанций/ Под ред. Ф. В. Сапожникова. Киев: Будивельник, 1982. 128 с.

53. **Система** контроля и автоматического регулирования отпуска теплоты на отопление/ Н. М. Зингер, В. Д Миронов, А. Л. Бурд, А. А. Жидков. — Теплоэнергетика, 1978, № 7, с. 26—29.

54. **Сиротенко В. А.** Исследование работы тепловых сетей с активированным теплоносителем. Автореф. дис. на соиск. учен степени канд. техн. наук. Институт технической теплофизики АН УССР. Киев: 1980. 18 с.

55. **Соколов Е. Я., Громов Н. К., Сафонов А. П.** Эксплуатация тепловых сетей. М.: Госэнергоиздат, 1955. 352 с.

56. **Соколов Е. Я.** Тепловые характеристики теплообменных аппаратов. — Теплоэнергетика, 1958, № 5, с. 17—21.

57. **Соколов Е. Я., Калинин Н. В.** Проверка точности приближенного уравнения характеристики теплообменных аппаратов. — Теплоэнергетика, 1964, № 2, с. 70—75.

58. **Соколов Е. Я., Зингер Н. М.** Струйные аппараты. М.: Энергия, 1970. 286 с.

59. **Соколов Е. Я., Зингер Н. М., Кононович Ю. В.** О схемах автоматизации абонентских установок крупных городских систем централизованного теплоснабжения. — Водоснабжение и санитарная техника, 1980, № 10, с. 17—18.

60. **Соколов Е. Я., Зингер Н. М.** Особенности гидравлического расчета тепловых сетей от мощных ТЭЦ. — Теплоэнергетика, 1981, № 3, с. 6—12.

61. **Соколов Е. Я.** Теплофикация и тепловые сети. М.: Энергоиздат, 1982, 360 с.

62. **Справочник** по наладке и эксплуатации водяных тепловых сетей/ В. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хиж и др. М.: Стройиздат, 1981. 215 с.

63. **Справочник** проектировщика. Проектирование тепловых сетей/ Под ред. А. А. Николаева. М.: Стройиздат, 1965. 369 с.

64. **Строительные** нормы и правила. Часть II, гл. 34. Горячее водоснабжение. Нормы проектирования. М.: Стройиздат, 1976. 26 с.

65. **Строительные** нормы и правила. Часть II, гл. 10. Тепловые сети. Нормы проектирования. М.: Стройиздат, 1975, 50 с.

66. **Теплообменники** пластинчатые разборные. ГОСТ 15518-78. Основные параметры и размеры. Технические требования. М.: Изд-во стандартов, 1980. 13 с.

67. **Теплоснабжение**/ А. А. Ионин, Б. М. Хлыбов, В. Н. Братенков, Е. Н. Терлецкая. М.: Стройиздат, 1982. 336. с

68. **Теплофикация СССР.** Сборник статей под ред. С. R. Белинского и Н. К. Громова. М.: Энергия, 1977. 312 с.

69. **Теплофикация** Москвы/ Под ред. И. Н. Ершова и Н. И. Серебряникова. М.: Энергия, 1980. 185 с.

70. **Теплофикация** и централизованное теплоснабжение. — Тр. ВТИ. Вып. 6/ Под ред. Е. Я. Соколова и Н. М. Зингера. Л.: Энергия, 1974. 267 с.

71. **Функциональные** возможности и структура программных средств пакета прикладных программ ППП ТС 3.3/ Н. И. Карасев, В. И. Фольгарт, Г. В. Монахов и др. — Сборник трудов института ВНИПИЭнергопром, 1983.

72. **Цой С., Рязанцев Г. К.** Принцип минимума мощности и оптимальная политика управления вентиляционными и гидравлическими сетями. Алма-Ата: Наука, 1968. 258 с.

73. **Чистович С. А.** Непосредственный водоразбор после элеватора отопительной системы. Ленинградский НИИ АКХ им. К. Д. Памфилова, информационное письмо 3 (71), 1955. 36 с.

74. **Чистович С. А.** Гидравлический режим открытых тепловых сетей с переменным расходом воды. М.: Изд. МКХ РСФСР, 1955, 96 с. АКХ им. К. Д. Памфилова (Ленинградский НИИ).

75. **Чистович С. А.** Автоматизация систем теплоснабжения и отопления. М.: Стройиздат, 1964. 180 с.

76. **Шубин Е. П.** Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов. М.: Энергия, 1979. 359 с.

77. **Эксплуатационные** испытания элеватора с автоматическим регулированием отпуска теплоты на отопление/ Н. М. Зингер, А. Л. Бурд, Л. С. Локшин и др. — Теплоэнергетика, 1983, № 8, с. 16—20.

78. **Энергетика** СССР в 1981—1985 гг./ Под ред. А. М. Некрасова и А. А. Троицкого. М.: Энергоиздат, 1981. 351 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие ко второму изданию 3

Глава первая. **Современные системы теплоснабжения** 4

1.1. Уровень и перспективы развития централизованного теплоснабжения в СССР 4
1.2. Источники теплоснабжения на органическом и ядерном топливе . . 5
1.3. Системы теплоснабжения 8
1.4. Схемы тепловых сетей 10
1.5. Абонентские теплопотребляющие установки 10
1.6. Методы регулирования отпуска теплоты. 12

Глава вторая. **Гидравлические характеристики, оборудования** 13

2.1. Оборудование ТЭЦ и насосных подстанций 13
2.2. Оборудование тепловых сетей 17
2.3. Оборудование абонентских теплопотребляющих установок 20
2.4. Регулирующие клапаны 32

Глава третья. **Гидравлические режимы абонентских установок.** . . . 33

3.1. Пьезометрические графики 33
3.2. Установки с параллельной и двухступенчатой смешанной схемами включения подогревателей горячего водоснабжения 34
3.3. Установки с двухступенчатой последовательной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения 39
3.4. Установки с непосредственным водоразбором 41
3.5. Установки с независимой схемой присоединения систем отопления; классификация абонентских установок по их гидравлическим характеристикам 48
3.6. Режимы работы циркуляционной системы 49

Глава четвертая. **Применение методов математического моделирования для расчета гидравлических режимов тепловых сетей** 52

4.1. Задачи расчета гидравлических режимов и методы их решения . . . 52
4.2. Развитие работы по применению ЭВМ для расчета гидравлических режимов тепловых сетей 54
4.3. Методы расчета стационарного потокораспределения в многокольцевых гидравлических сетях 55
4.4. Расчет на ЭВМ тепловых сетей с различными гидравлическими характеристиками абонентских установок 57
4.5. Особенности современных программ расчета на ЭВМ гидравлических режимов тепловых сетей 62

Глава пятая. **Гидравлические режимы закрытых систем теплоснабжения** 64

5.1. Идеализированная сеть с неизменными расходами воды у абонентов 64
5.2. Идеализированная сеть с неизменными сопротивлениями систем отопления 71
5.3. Гидравлические режимы реальных сетей 78
5.4. Гидравлические режимы сетей в аварийных условиях 94

Глава шестая. **Гидравлические режимы открытых систем теплоснабжения** 102

6.1. Идеализированная сеть с одним источником питания 102
6.2. Сеть с двумя источниками питания, кольцевая сеть 108
6.3. Гидравлические режимы сети при различных схемах присоединения потребителей 110
6.4. Системы теплоснабжения от загородных источников 122

Глава седьмая. **Тепловые нагрузки городских районов** 124
7.1. Структура тепловых нагрузок городских районов 124
7.2. Нагрузки горячего водоснабжения ГТП 126
7.3. Теплопотери в системах горячего водоснабжения микрорайонов . . . 129
7.4. Нагрузки горячего водоснабжения крупных жилых районов 131

Глава восьмая. **Тепловые характеристики теплообменных аппаратов систем теплоснабжения** 135
8.1. Уравнение характеристики теплообменных аппаратов 135
8.2. Исследование тепловых характеристик секционных водо-водяных подогревателей 138
8.3. Исследование тепловых характеристик пластинчатых теплообменников 144
8.4. Исследование тепловых характеристик систем отопления 148

Глава девятая. **Тепловые режимы установок с параллельной и смешанной схемами включения подогревателей горячего водоснабжения** . 150
9.1. Установки с параллельной схемой 150
9.2. Установки с двухступенчатой смешанной схемой 159
9.3. Расчет установок со смешанной и параллельной схемами на ЭВМ . . 166
9.4. Примеры расчетов по разработанной программе 171

Глава десятая. **Тепловые режимы установок с двухступенчатой последовательной схемой включения подогревателей горячего водоснабжения** 177
10.1. Условия применения установок с последовательной схемой 177
10.2. Методы ручного расчета 178
10.3. Расчет тепловых и гидравлических режимов абонентских установок на ЭВМ 183
10.4. Расчет на ЭВМ оборудования абонентских установок с последовательной схемой 185
10.4.1. Постановка задачи 185
10.4.2. Примеры расчета 186
10.4.3. Выбор оптимальных параметров 187
10.4.4. «Балансовая» нагрузка горячего водоснабжения 189
10.5. Расчетное исследование установок с последовательной схемой . . . 189
10.6. Экспериментальное исследование характеристик тепловой подстанции с последовательной схемой, ... 198
10.7. Экспериментальное исследование тепловых режимов установок с последовательной схемой 200
10.8. Области применения и сопоставление различных схем присоединения нагрузки горячего водоснабжения 215

Глава одиннадцатая **Тепловые режимы открытых систем теплоснабжения** 223
11.1. Схемы тепловых подстанций при открытой системе теплоснабжения 223
11.2. Режимы работы тепловых подстанций в условиях непосредственного водоразбора из тепловой сети 224
11.3. Расчет режимов открытых систем теплоснабжения при отсутствии автоматики на тепловых подстанциях 228

Глава двенадцатая. **Тепловые режимы установок с независимым присоединением систем отопления** 230
12.1. Схемы установок и выбор их оптимальных параметров 230
12.2. Методика расчета переменных режимов независимых систем теплоснабжения 233
12.3. Расчет закрытых независимых систем теплоснабжения на ЭВМ . . . 244
12.4. Расчетное исследование режимов работы тепловых подстанций с независимой схемой 249

Глава тринадцатая. **Регулирование отпуска теплоты в источниках теплоснабжения** 260
13.1. Задачи регулирования отпуска теплоты и методы их решения . . . 260
13.2. Температурные графики для отопительной нагрузки 261
13.3. Температурные графики для совместной нагрузки отопления и горячего водоснабжения при параллельной и смешанной схемах включения подогревателей 264
13.4. Температурные графики для открытой системы теплоснабжения . . . 267

13.5. Температурные графики для двухступенчатой последовательной схемы включения подогревателей горячего водоснабжения 269
13.6. Режим отпуска теплоты от ТЭЦ для района с разнородной тепловой нагрузкой 272

Глава четырнадцатая. **Регулирование отпуска теплоты в абонентских теплопотребляющих установках**,. 278

14.1. Общие требования к системам регулирования 278
14.2. Автоматическое регулирование отпуска теплоты на отопление в групповых тепловых подстанциях закрытых систем теплоснабжения 280
14.3. Эксплуатационные испытания автоматизированной ГТП с независимой схемой присоединения системы отопления и двухступенчатой последовательной схемой присоединения подогревателей горячего водоснабжения 283
14.4. Экспериментальное исследование автоматизированной ГТП при смешанной схеме с ограничением расхода 290
14.5. Экспериментальное исследование автоматизированной ГТП с насосами смешения,. 296
14.6. Эксплуатационные испытания тепломагистрали с автоматизированными абонентами 303
14.7. Исследование автоматизированной ГТП в открытой системе теплоснабжения. 310

Список литературы 315

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ИЗДАНИЕ

НИКОЛАЙ МИХАЙЛОВИЧ ЗИНГЕР

Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем

Редактор *А. В. Извеков*
Редактор издательства *Т. И. Мушинская*
Переплет художника *Е. Н. Волкова*
Художественные редакторы *В. А. Гозак-Хозак, Г. И. Панфилова*
Технический редактор *О. Д. Кузнецова*
Корректор *И. А. Володяева*
ИБ № 358

Сдано в набор 19.02.86. Подписано в печать 07.08.86 Т-16811
Формат 70×100[1]/16. Бумага типографская № 1. Гарнитура литературная
Печать офсетная Усл. печ. л. 26,0 Усл. кр.-отт 26,0 Уч.-изд. л. 28,62
Тираж 10 000 экз. Заказ 1404 Цена 1 р. 80 к.

Энергоатомиздат, 113114, Москва, М-114, Шлюзовая наб., 10

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
129041. Москва, Б. Переяславская, 46